



**Уральский  
федеральный  
университет**

имени первого Президента  
России Б.Н.Ельцина

**Уральский  
энергетический  
институт**

**Т. А. НЕДОШИВИНА  
А. В. КИСТОЙЧЕВ**

# **ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации

Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Т. А. Недошивина, А. В. Кистойчев

# **Вибрационная надежность энергетических установок**

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом  
Уральского федерального университета  
для студентов вуза, обучающихся  
по направлению подготовки  
13.04.03 — Энергетическое машиностроение

Екатеринбург  
Издательство Уральского университета  
2021

УДК 621.83:061.1(075.8)

ББК 34.445я73

Н42

Рецензенты:

кафедра теоретической механики механико-математического факультета  
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский государственный  
университет», (завкаф. д-р физ.-мат. наук, доц. *М. А. Шеремет*),  
начальник Малоистокского ЛПУ МГ филиала ООО «Газпром трансгаз  
Екатеринбург», канд. техн. наук *А. В. Олейников*

Научный редактор — д-р техн. наук, проф. *Б. Е. Мурманский*

**Недошивина, Т. А.**

Н42 Вибрационная надежность энергетических установок : учебное по-  
сobie / Т. А. Недошивина, А. В. Кистойчев ; М-во науки и высш. образ.  
РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2021. — 204 с.

ISBN 978-5-7996-3201-4

Изложены вопросы работы конструкционных материалов в условиях перемен-  
ных нагрузок, вопросы измерения, анализа и нормирования вибрации турбوما-  
шин, представлены основы теории надежности и технической диагностики вра-  
щающегося оборудования.

Учебное пособие может быть использовано студентами любой формы обуче-  
ния при выполнении контрольных заданий, при подготовке к зачетам и экзаме-  
нам, а также слушателями в системах подготовки и повышения квалификации.

Библиогр.: 45 назв. Рис. 66. Табл. 8.

УДК 621.83:061.1(075.8)

ББК 34.445я73

ISBN 978-5-7996-3201-4

© Уральский федеральный  
университет, 2021



# Оглавление

---

<b>Предисловие .....</b>	<b>6</b>
<b>1. Механические характеристики конструкционных материалов. Работа конструкционных материалов под действием постоянных и переменных напряжений .....</b>	<b>7</b>
1.1. Условия работы деталей энергетических машин.....	7
1.2. Способы решения задач прочности .....	10
1.3. Критерии прочности при постоянных нагрузках.....	11
1.4. Критерии прочности при переменных нагрузках.....	17
1.5. Свойства материалов, применяемых в энергомашиностроении.....	21
Вопросы для самоконтроля.....	23
<b>2. Вибрационная надежность турбоагрегатов.....</b>	<b>24</b>
2.1. Вибрация турбоагрегата и ее последствия .....	24
2.2. Измерение вибрации турбомашин .....	25
2.3. Единицы измерения и методы преобразования вибрационных сигналов .....	27
2.4. Аппаратура для измерения вибрации.....	32
2.5. Контроль и нормирование вибрации турбомашин .....	36
2.5.1. Нормирование вибрации энергетических машин.....	40
2.5.2. Нормирование вибрации газовых турбин .....	43
2.5.3. Нормирование вибрации агрегатов на магнитном подвесе.....	46
Вопросы для самоконтроля.....	48
<b>3. Динамическое состояние турбомашин, причины колебаний роторов и методы их устранения.....</b>	<b>49</b>
3.1. Основы классической роторной динамики .....	49
3.1.1. Вал с диском посередине на жестких опорах без трения .....	49
3.1.2. Вал с диском посередине на податливых изотропных опорах без трения .....	56

3.1.3. Вал с диском посередине на опорах с трением ...	60
3.1.4. Колебания многодискового ротора .....	65
3.2. Особенности динамики агрегатов на магнитном подвесе .....	68
3.2.1. Основные факторы, определяющие колебания турбоагрегата на магнитном подвесе ...	68
3.2.2. Магнитный подвес как фактор влияния на динамику агрегата .....	79
3.2.3. Уравнение динамики ротора на магнитном подвесе.....	80
3.2.4. ПИД-регулятор и физический смысл коэффициентов ПИД-регулятора в роторных системах.....	83
3.3. Причины, вызывающие колебания роторов.....	86
3.4. Вибрация с оборотной частотой, высокочастотная, низкочастотная вибрация.....	96
3.5. Уравновешивание роторов .....	102
3.5.1. Балансировочное оборудование .....	102
3.5.2. Статическая балансировка.....	105
3.5.3. Динамическая балансировка .....	106
3.5.4. Балансировка по методу собственных форм.....	110
3.5.5. Метод балансировки по ДКВ.....	112
3.5.6. Балансировка на разгонно-балансировочных стендах.....	113
3.5.7. Балансировка в собственных опорах.....	114
Вопросы для самоконтроля.....	115
<b>4. Вибрационная надежность лопаточного аппарата.....</b>	<b>117</b>
4.1. Статическая и динамическая прочность лопаток.....	117
4.2. Собственные частоты и формы колебаний лопаток ...	120
4.3. Вибрационная отстройка лопаточного аппарата.....	124
Вопросы для самоконтроля.....	128
<b>5. Повреждения узлов и деталей. Диагностические признаки повреждений и причины неполадок .....</b>	<b>129</b>
5.1. Анализ повреждаемости оборудования турбоагрегатов.....	129
5.2. Повреждения и аварии лопаточного аппарата турбин ...	130

---

---

5.3. Разрушение и повреждения роторов и валов .....	133
5.4. Повреждение корпусов .....	136
5.5. Дефекты подшипников скольжения .....	137
5.6. Эксплуатационные дефекты подшипников качения....	141
Вопросы для самоконтроля.....	144
 <b>6. Техническое состояние турбомашин. Критерии</b>	
<b>надежности .....</b>	<b>145</b>
6.1. Виды состояний. Отказы и их причины.....	145
6.2. Критерии надежности.....	151
6.3. Правила создания надежных конструкций.....	157
Вопросы для самоконтроля.....	159
 <b>7. Элементы технической диагностики .....</b>	<b>160</b>
7.1. Назначение и цели технической диагностики.....	160
7.2. Методы диагностирования .....	169
7.3. Экспертные системы.....	171
7.4. Системы технической диагностики .....	172
7.5. Параметрическая диагностика газотурбинного оборудования .....	176
7.6. Трибологическая диагностика .....	179
7.7. Виброакустическая диагностика агрегатов с подшипниками контактного типа.....	181
7.8. Вибрационная диагностика агрегатов с магнитным подвесом роторов .....	183
Вопросы для самоконтроля.....	198
 <b>Список использованных источников .....</b>	<b>199</b>

## Предисловие

---

Обеспечение надежной и эффективной эксплуатации технически сложного оборудования, к которому, безусловно, следует отнести паровые и газовые турбины, зависит от множества факторов. Это и конструктивные особенности агрегатов, и соблюдение технологии их изготовления, монтажа и ремонта, и, конечно, эксплуатация объектов в полном соответствии с инструкцией. Для решения различных задач, направленных на повышение надежности, разработаны и используются системы контроля и диагностирования в процессе эксплуатации, различные системы ремонтно-технического обслуживания.

Надежность турбомашин в значительной мере определяется вибрационной надежностью. Вибрационная надежность, в свою очередь, включает в себя решение трех основных проблем.

1. Повышение общей вибрационной надежности турбоагрегатов, которая обеспечивается вибрационной отстройкой агрегатов и качественной балансировкой роторов и валопровода.

2. Обеспечение вибропрочности лопаточного аппарата с учетом режимных факторов и температурного состояния.

3. Разработка методов диагностики турбоагрегатов, позволяющих оценить их техническое состояние, а в случае неудовлетворительного вибрационного состояния турбоагрегатов в эксплуатации, дающих возможность выяснить причины этих дефектов и предложить методики их устранения.

Данное учебное пособие кратко рассматривает вопросы динамики турбоагрегатов, в том числе в процессе эксплуатации, надежности лопаточного аппарата, вопросы повышения надежности эксплуатации путем использования средств и методов технического диагностирования.

# 1. Механические характеристики конструкционных материалов.

## Работа конструкционных материалов под действием постоянных и переменных напряжений

---

### 1.1. Условия работы деталей энергетических машин

---

Детали энергетических установок при работе подвергаются различным воздействиям: **силовым** (нагрузки от центробежных сил и разностей давлений), **тепловым** (нагрузки, вызываемые неравномерностью температурных полей) и **износу** (изменение формы и размеров вследствие разрушения при трении), которые в зависимости от типа рассматриваемой турбомашин могут находиться в различных сочетаниях. Ответственные детали газовых турбин: лопатки, роторы, корпуса — работают в условиях высоких температур в сочетании со значительными нагрузками, обусловленными центробежными силами инерции и относительно небольшими разностями давлений; детали паровых турбин — в условиях относительно умеренных температур в сочетании с высоким уровнем давлений и повышенной влажности среды; детали осевых компрессоров — в условиях значительных нагрузок от центробежных сил инерции и высокой эрозионной активности рабочего тела. Кроме того, неравномерность распределения температур в деталях всех без исключения турбомашин как в радиальном, так и в осевом направлениях вызывает неоднородные температурные деформации и связанные с ними напряжения.

Как силовые, так и тепловые **воздействия** в турбомашинах по признаку их изменения во времени можно подразделить на **стационарные (постоянные во времени), медленноменяющиеся и быстроменяющиеся**.

**Стационарные или постоянные воздействия**, как следует из названия, не меняются во времени и действуют на детали турбомашин на установившемся режиме работы, вызывая в них соответствующие напряжения. Примерами таких нагрузок могут быть центробежные силы инерции или перепад давлений.

В условиях умеренных температур расчеты на прочность при стационарных нагрузках проводятся с учетом критериев кратковременной прочности. При работе деталей в условиях высоких температур, когда невозможно пренебречь явлением ползучести, расчеты на прочность должны проводиться с использованием критериев длительной прочности.

**Медленноменяющиеся** воздействия характерны для переходных режимов — пуска, нагружения, разгрузки и останова турбомашин. Медленноменяющиеся нагрузки — это нагрузки тепловые, обусловленные изменением градиента температур по сечению деталей. Повторные медленноменяющиеся нагрузки способны привести к повреждению элементов по механизму малоциклового усталости (число циклов нагружения до разрушения менее  $10^4$ ), т. к. при каждом изменении режима, при уровне напряжений даже менее предела текучести, в материале накапливаются повреждения. По этой причине возникает необходимость ввода ограничений по числу пусков агрегата (например, теплофикационные турбины должны быть рассчитаны на общее число пусков за весь срок эксплуатации не менее 1800 из различных тепловых состояний, в том числе не менее 100 пусков из холодного состояния, согласно ГОСТ 24278—2016).

Требования к прочности деталей турбомашин под действием стационарных и медленноменяющихся нагрузок во многом противоречивы. Первые требуют увеличивать габариты и металлоемкость элементов, а вторые — наоборот, их снижать. Поэтому подходы к проектированию турбомашин «пиковых» и для несения стационарной нагрузки порой кардинально различны, вследствие чего чем больше число часов работы машины на стационарном режиме, тем меньше возможное число пусков, и наоборот.

**Быстроменяющиеся** воздействия обусловлены, в основном, двумя причинами: механическими (неуравновешенность и различные технологические отклонения в изготовлении и сборке роторов) и аэродинамическими (взаимодействие потока пара или газа с элементами проточной части турбомашин). Быстроменяющиеся воздействия вы-

зывают колебания элементов турбомашин и могут привести к повреждению этих элементов по механизму многоциклового усталости (число циклов нагружения до разрушения более  $10^4$ ).

Если в потоке рабочего тела присутствуют жидкие или твердые частицы, при столкновении с деталью вызывающие поверхностное ее повреждение, то наблюдается **износ** элементов турбомашин. **Изнашивание** — изменение размеров, формы, массы или состояния поверхности изделия или инструмента вследствие разрушения (изнашивания) поверхностного слоя изделия при трении. Интенсивность изнашивания зависит от большого количества факторов, сложно поддающихся расчетам и моделированию: скоростей движения, давлений, уровней шероховатости и др. Достаточно часто именно износ приводит к поломкам и большому объему ремонтных работ. Для уменьшения изнашивания широко используют смазку трущихся поверхностей и защиту от загрязнения, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей и т. д.

В зависимости от характера происходящих процессов выделяют следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Износостойкость детали машин существенно уменьшается при наличии коррозии. **Коррозия** — процесс постоянного разрушения поверхностных слоев металла в результате окисления. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин и аппаратов. Загрязнения (примеси в воде, паре, газе) оказывают многостороннее действие на детали турбомашин: они могут вызывать коррозию различного вида (общую, язвенную, коррозионно-эрозийный износ). Для защиты от коррозии применяют антикоррозийные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот и других агрессивных сред.

При умеренных температурах в условиях коррозионно-активной среды (в среде влажного пара, содержащего примеси для паровых турбин, в присутствии солей серной кислоты для газовых турбин) в ряде конструктивных элементов наблюдается трещинообразование. Зарождение и развитие трещин могут происходить в этих условиях также и при постоянных нагрузках. Время эксплуатации таких деталей должно оцениваться с учетом трещиностойкости.

## 1.2. Способы решения задач прочности

---

Для решения задач прочности элементов турбомашин в условиях нагрузок, описанных выше, необходимо проведение прочностных расчетов и испытаний на этапе проектирования и производства.

Можно выделить три способа решения данной задачи: математическое моделирование, физическое моделирование, испытание натурных изделий.

### 1. Математическое моделирование.

Данный метод позволяет расчетно определять надежность изделия. Современные расчетные программные комплексы позволяют моделировать поведение практически любых деталей, задаваясь нагрузками разного типа, и получать достаточно точные результаты исследования. Метод наиболее экономичен, связан с минимальными затратами времени и средств. Минусы: относительно низкая точность (требуется верификация получаемых результатов с результатами экспериментальных работ), требуется максимум информации об объекте и его нагрузках.

### 2. Физическое моделирование.

Метод сводится к испытанию полноразмерных моделей деталей или узлов или моделей, выполненных в масштабе, — на специализированном оборудовании или испытательных стендах. В качестве примера можно привести испытание лопаток в Кэмпбелл-машине или испытания частей низкого давления паровых турбин, которые проводятся фирмой Alstom на стенде ЦКТИ в масштабе 1 : 3. Физическое моделирование является своего рода промежуточным методом, применяемым для уточнения результатов других методов.

3. Испытание натурных изделий в воспроизводимых реальных или эксплуатационных условиях.

Ранее на крупных заводах-изготовителях турбинного оборудования агрегаты проходили испытания на натурных стендах, условия нагружения в которых максимально приближены к эксплуатационным. В настоящий момент по причине высокой стоимости подобных испытаний от них фактически отказались. Исключение составляют центробежные нагнетатели и газотурбинные двигатели транспортного типа, но и их испытания зачастую лишь отчасти приближены к эксплуатационным (например, испытания центробежных нагнетателей прово-



дят на воздухе с начальным давлением, равным атмосферному). Как правило, в настоящее время стендовые испытания заменяются испытаниями агрегата в ходе проведения пусконаладочных работ после монтажа на месте эксплуатации. Формально данный метод дает максимальную достоверность результатов, при этом требуя минимальных сведений об объекте. Минусы — дорогостоящий, трудоемкий, длительный, дает единичный результат.

На практике применяется некоторая комбинация методов оценки прочности, прежде всего при проектировании выполняется расчетное моделирование. Для деталей и узлов, которые модернизируются либо разрабатываются на базе уже эксплуатируемых элементов, этот метод (вследствие наличия данных об условиях реальной эксплуатации, нагрузок, температур и т. д., т. е. неких граничных условий) в настоящее время может дать достоверные результаты. Для крупных ответственных изделий (турбоагрегатов) обязательным методом является третий — испытание натурных изделий. Первый образец серии изделий подвергается тщательным испытаниям в условиях эксплуатации, и по полученным результатам вносятся коррективы в конструкцию и требования по эксплуатации для повышения надежности данного объекта. Метод физического моделирования требует наличия специального оборудования, ограничен по размерам испытываемых деталей и образцов, хотя, несомненно, также применяется при изготовлении деталей турбин для проверки отдельных элементов.

### **1.3. Критерии прочности при постоянных нагрузках**

---

Основной расчетный критерий для большинства деталей — это прочность. *Прочность* — свойство твердых тел сопротивляться разрушению и необратимому изменению формы под действием внешних нагрузок.

Прочностные характеристики металлов определяются в ходе испытаний образцов при постепенно возрастающих (статических) нагрузках, в ходе которых строят т. н. диаграмму растяжения (см. рис. 1.1), где выделяют 3 характерных уровня напряжений, которые и служат для оценки работоспособности материала при стационарных нагрузках.

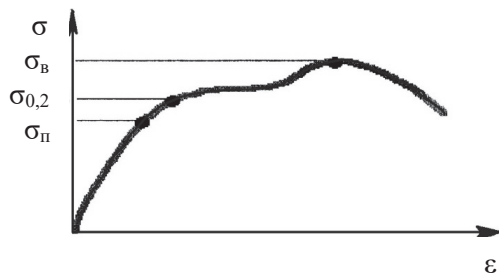


Рис. 1.1. Диаграмма растяжения стального образца

Для деталей, работающих на растяжение (сжатие) в области упругости, может быть применен закон Гука:

$$\sigma = \varepsilon E = \frac{\Delta l}{l} E,$$

где  $\sigma$  — напряжения, возникающие в образце под действием приложенной нагрузки, МПа;  $E$  — модуль упругости материала, МПа;  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$  — относительная деформация образца;  $\Delta l$  — абсолютное удлинение образца под действием приложенной нагрузки, м;  $l$  — исходная длина образца, м.

Закон Гука применим при условии, что напряжения не превышают предела пропорциональности  $\sigma_{\text{п}}$  (рис. 1.1). В подавляющем большинстве случаев предел пропорциональности не используется в качестве критерия прочности по причине сложности и низкой точности его определения.

В простейшем случае при растяжении в условиях умеренных температур критерием прочности является временное сопротивление  $\sigma_{\text{в}}$  (рис. 1.1), т.е. напряжения в детали должны быть меньше предела прочности  $\sigma \leq \sigma_{\text{в}}$ .

Предел прочности (предел временного сопротивления)  $\sigma_{\text{в}}$  равен отношению нагрузки, при которой происходит разрушение образца, к начальной площади его поперечного сечения.

Предел временного сопротивления используется в качестве критерия прочности в тех случаях, когда металл не способен к получению пластической деформации (в ходе испытаний на растяжение не образуется утонение). В противном случае предпочтение отдается пределу текучести.

Условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$  — напряжение, при котором остаточная относительная деформация образца после снятия нагрузки составляет 0,2 % от первоначальной длины образца.

При напряжениях, превышающих предел пропорциональности в условиях умеренных температур, в образце (детали) после снятия нагрузки остается пластическая деформация, величина которой тоже может выступать в качестве одного из критериев прочности. Например, не допускается эксплуатация роторов, имеющих остаточную деформацию (прогиб) более 0,07...0,08 мм.

Для описания процесса пластического деформирования материала используется закон пластического (упругопластического) деформирования, согласно которому полная деформация материала рассчитывается по формуле

$$\sigma = \varepsilon^e + \varepsilon^p = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon^p,$$

где  $\varepsilon$  — полная деформация образца;  $\varepsilon^e$  — упругая деформация;  $\varepsilon^p$  — пластическая деформация, нелинейно зависящая от напряжений;  $\sigma$  — напряжения, возникшие в теле образца под действием приложенной нагрузки, МПа;  $E$  — модуль упругости материала, МПа.

### **Виды напряженно-деформируемых состояний деталей турбомашин**

1. Растяжение (сжатие) — подвержены элементы стержневой формы (рабочие лопатки, ротор, шпильки, стяжки ротора).

2. Изгиб — подвержены рабочие лопатки под действием газодинамических сил, валы и роторы под действием веса. В большинстве случаев изгиб не вызывает больших напряжений, большую роль играют деформации, так как центровка производится с учетом упругоизогнутой оси.

3. Срез и смятие — испытывают шпонки, хвостовые и замковые соединения лопаток.

4. Кручение — валы, рабочие лопатки.

При работе материала в условиях упругопластического деформирования прочность оценивается по критериям статической (кратковременной) прочности:

$$\sigma_* \leq \sigma_{0,2} / n_s,$$

$$\sigma_1 \leq \sigma_B / n_B,$$

где  $\sigma_*$  — интенсивность напряжений;  $\sigma_{0,2}$  — условный предел текучести (см. рис. 1.1);  $n_s, n_b$  — коэффициенты запаса прочности по пределу текучести и по временному сопротивлению;  $\sigma_1$  — максимальное главное напряжение;  $\sigma_b$  — предел прочности (временное сопротивление).

Помимо нормальных напряжений ( $\sigma$ ), расположенных перпендикулярно к сечению элемента, необходимо отметить наличие тангенциальных напряжений ( $\tau$ ), действующих в плоскости сечения. Они имеют место при нагрузках среза и кручении. Соотношение критериев прочности между нормальными и касательными напряжениями подчиняется зависимости  $[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}}$ . Другими словами, касательные напряжения принято считать более опасными, чем нормальные.

Запас прочности должен быть всегда больше единицы. Обычно варьируется в диапазоне 1,3–2,5.

Чем больше запас прочности, тем надежнее деталь в работе, однако увеличение запаса прочности сверх необходимой величины ведет к увеличению веса и габаритов детали, что экономически невыгодно и часто недопустимо конструктивно.

При назначении величины запаса прочности детали учитывается:

- разброс механических свойств материалов (для литых деталей он выше);
- возможные ошибки в определении фактически действующих нагрузок (например, нагрузки, действующие на рабочие лопатки регулирующих ступеней паровых турбин со стороны потока рабочего тела, могут быть определены лишь приближенно);
- несовершенство расчетных методик;
- отступления в геометрии деталей от номинальных размеров (в пределах допусков);
- возможные случайные перегрузки.

Кроме того, при установлении величин запаса прочности принимают во внимание назначение и ответственность детали, длительность работы, требования к конструкции.

Коэффициенты запаса прочности выбирают на основе экспериментальных статистических данных по отказам и последствиям, вызываемым отказами. Рекомендуемые значения имеют тенденцию к снижению, обусловленную повышением точности расчетов, точности изготовления деталей и качества применяемых материалов, а также некоторыми экономическими соображениями производителей.

Коэффициенты запаса прочности для рабочих лопаток: 1,6 — для штампованных, 2 — для литых (по пределу длительной прочности); для направляющих лопаток: 2,5 — по пределу текучести, 1,2 — по пределу ползучести; для роторов: 1,5 — по пределу длительной прочности или пределу текучести при умеренных температурах; деталей камеры сгорания: 1,25 — по пределу длительной прочности при заданном ресурсе.

С повышением температуры свойства материала изменяются: снижается прочность и повышается пластичность, начинает проявляться явление ползучести. Тепловые напряжения возникают в деталях в случаях отсутствия свободного термического расширения, совместной работы деталей с неодинаковыми коэффициентами расширения или температурами, при наличии градиента температур в одной детали.

Основной характеристикой материала в условиях повышенных температур является *ползучесть* — способность металла медленно и непрерывно деформироваться под действием приложенной нагрузки и в условиях высоких температур.

В качестве критерия прочности при работе детали в условиях высоких температур используется предел ползучести — величина напряжений, под действием которых деформация образца достигает некоторой величины (как правило, 0,2 %) за определенный период времени при заданной температуре.

Предел длительной прочности — уровень напряжений, который вызывает разрушение образца за определенное время при постоянной температуре, не используется в качестве критерия прочности из соображений обеспечения надежности оборудования.

При испытаниях на ползучесть к нагретому материалу (при постоянной температуре) прикладывают постоянную нагрузку. В результате испытаний получают серию кривых ползучести и, соответственно, характеристики длительной прочности.

Относительная деформация образца в условиях ползучести ( $\varepsilon(t)$ ) определяется суммой трех составляющих

$$\varepsilon(t) = \varepsilon^e + \varepsilon^p + \varepsilon^c,$$

где  $\varepsilon^e$  — упругая деформация, возникающая в момент нагружения;  $\varepsilon^p$  — пластическая деформация в момент нагружения;  $\varepsilon^c$  — деформация ползучести.

Деформация образцов в условиях ползучести неравномерна во времени. Принято выделять 3 стадии ползучести:

1. Этап неустановившейся ползучести, который характерен для начального этапа нагружения, протекает с уменьшением скорости деформации. Определяется тем, что в ходе данного этапа перераспределяются внутренние остаточные напряжения в образце.

2. Этап установившейся ползучести, который протекает с постоянной скоростью (или скорость деформации вообще отсутствует). Этот этап соответствует времени назначенного ресурса детали.

3. Этап деградации, на котором под действием явления «старения» металла деформация ползучести начинает увеличивать скорость нарастания.

На двух первых этапах деформация равномерная, площадь поперечного сечения практически не меняется, а на третьем — образуется местное утонение (шейка), площадь сечения уменьшается, появляются и распространяются микротрещины.

Испытания на ползучесть происходят при напряжениях, превышающих значения напряжений в деталях оборудования, скорость ползучести выше, а время до разрушения значительно меньше, чем ресурс деталей.

Основные факторы, оказывающие влияние на скорость ползучести, — напряжения и температура. При невысоких температурах и умеренных напряжениях ползучесть не наблюдается. Границей перехода да работы детали в зону ползучести для углеродистых сталей является 300–350 °С, слаболегированных — 400–450 °С. Например, для стали Р2МА (роторная сталь для паровых турбин) явление ползучести начинает активно проявляться при температурах свыше 500 °С и напряжениях более 30–35 МПа.

Способность металла работать в условиях высоких температур характеризуется его жаропрочностью.

**Жаропрочность** — способность материала сопротивляться воздействию нагрузки при высоких температурах.

Стандартные характеристики ползучести справедливы при одноосном напряженном состоянии (например, растяжении). При реальном нагружении условия работы материала не соответствуют расчетным. Поэтому для описания поведения материала используют три гипотезы ползучести: старения, течения и упрочнения.

В общем случае деформация ползучести при заданном законе изменения напряжений  $\sigma$  и температуре  $T$  во времени равна

$$\varepsilon^c = f(\sigma, T, q),$$

где  $q$  — структурный параметр.

Выбор структурного параметра определяется соответствием предсказаний гипотезы экспериментальным данным.

Гипотеза старения дает достоверные результаты при плавном и небольшом изменении ( $\sigma t$ ). В целом это говорит о том, что в образце накапливается остаточная деформация ползучести, не равная нулю, и даже если напряжения снижаются до нуля, то образец все равно удлиняется из-за ползучести.

Гипотеза течения предполагает, что свойства материала меняются с течением времени. Деформация ползучести  $\varepsilon^c = f(\sigma, T, t)$ .

Гипотеза упрочнения основывается на том, что основным фактором, влияющим на свойства материала при ползучести, является накопленная к данному моменту деформация ползучести, упрочняющая материал. Деформация ползучести  $\varepsilon^c = f(\sigma, T, \varepsilon^c)$ .

Тесно связана с явлением ползучести и **релаксация напряжений** — явление снижения напряжений в детали под действием высоких температур при постоянной деформации (например, ослабление затяжки шпилек).

Условие чистой релаксации  $\varepsilon(t) = \varepsilon^e + \varepsilon^c = \text{const}$ , т. е. сумма упругой деформации и деформации ползучести — величина постоянная — деформация ползучести нарастает, упругая составляющая уменьшается до нуля.

## 1.4. Критерии прочности при переменных нагрузках

Характеристики прочности и пластичности определяются для постепенно возрастающих (статических) нагрузок и служат для оценки работоспособности материала при постоянных напряжениях. При переменных напряжениях (циклически изменяющихся нагрузках) для оценки прочности деталей используется понятие выносливости.

Постепенное накопление повреждений в металле под действием циклических нагрузок, приводящее к образованию трещин и разрушению, называется **усталостью**, а свойство материала сопротивляться усталости называется **выносливостью**.

При переменных напряжениях деталь разрушается от меньших нагрузок, чем при постоянных. Причиной тому является возникновение усталостных трещин. У основания трещины создается высокая кон-

центрация напряжений, в результате чего происходит постепенное развитие трещины, которое идет по поверхности действия наибольших нормальных напряжений. Когда прочность (статическая) оставшейся части становится недостаточной, деталь разрушается. Предел выносливости  $\sigma_{-1}$  — наибольшее значение максимального напряжения симметричного цикла, при действии которого не происходит усталостного разрушения образца после произвольно большого или заданного числа циклов нагружения ( $N > 10^7$ ).

Цикл нагружения (рис. 1.2) — совокупность переменных значений напряжений за период их изменения.

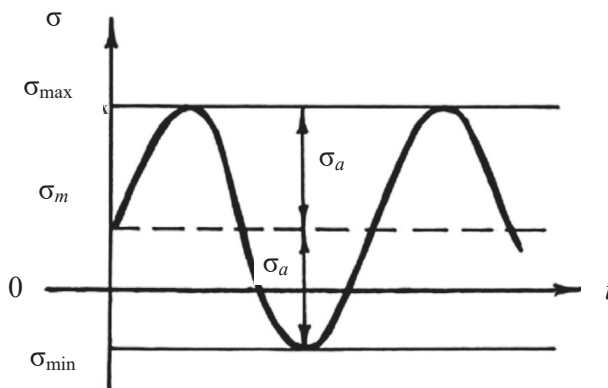


Рис. 1.2. Характеристики цикла нагружения

Обычно цикл нагружения характеризуется любыми двумя параметрами из следующих основных характеристик:

$\sigma_{\max}$  — максимальное напряжение цикла (наибольшее в алгебраическом смысле напряжение цикла);

$\sigma_{\min}$  — минимальное напряжение цикла (наименьшее в алгебраическом смысле напряжение цикла);

$\sigma_m$  — среднее напряжение цикла  $\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ ;

$\sigma_a$  — амплитудное напряжение цикла  $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ ;

$R$  — коэффициент асимметрии цикла напряжений (отношение наименьшего и наибольшего напряжений цикла),  $R$  меняется от  $+\infty$  до  $-1$ .

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}.$$

В зависимости от соотношения перечисленных характеристик циклы напряжений могут быть подразделены на следующие основные типы:



- *симметричный цикл* — максимальное и минимальное напряжения равны по абсолютной величине и противоположны по знаку (см. рис. 1.3, а):

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}, R = -1;$$

- *асимметричный цикл* — максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине ( $\sigma_{\min} \neq -\sigma_{\max}$ ) (см. рис. 1.3, б), при этом асимметричный цикл может быть знакопеременным или знакопостоянным;
- *знакопеременный цикл* — максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине и противоположны по знаку (см. рис. 1.3, в):

$$\sigma_{\min} \neq -\sigma_{\max}, R < 0, R \neq -1;$$

- *знакопостоянный цикл* — максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине и имеют одинаковый знак (см. рис. 1.3, г):

$$\sigma_{\min} \neq -\sigma_{\max}, R > 0, R \neq 1;$$

- *отнулевой (пульсирующий) цикл* — максимальное или минимальное напряжение равно нулю (см. рис. 1.3, д):

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ или } \sigma_{\max} = 0, R = 0 \text{ или } R = \infty.$$

При многоцикловой усталости разрушение связывают с напряжениями, расчет конструкции ведут в условиях упругости — определяют прочность (долговечность) конструкции.

В турбинах многоцикловая усталость обусловлена вибрацией элементов: рабочих лопаток, вала, дисков под влиянием быстроменяющихся воздействий.

Особенностью усталостного разрушения является длительный инкубационный период, составляющий иногда годы эксплуатации, в течение которого выявление признаков приближающегося разрушения затруднительно. Процесс усталостного разрушения принято делить на две стадии. На первой — под действием переменных напряжений происходят необратимые изменения в структуре металла, связанные с появлением микродефектов и их слиянием в микротрещины. На второй стадии происходит рост макроскопической трещины, заканчивающийся окончательным разрушением детали.

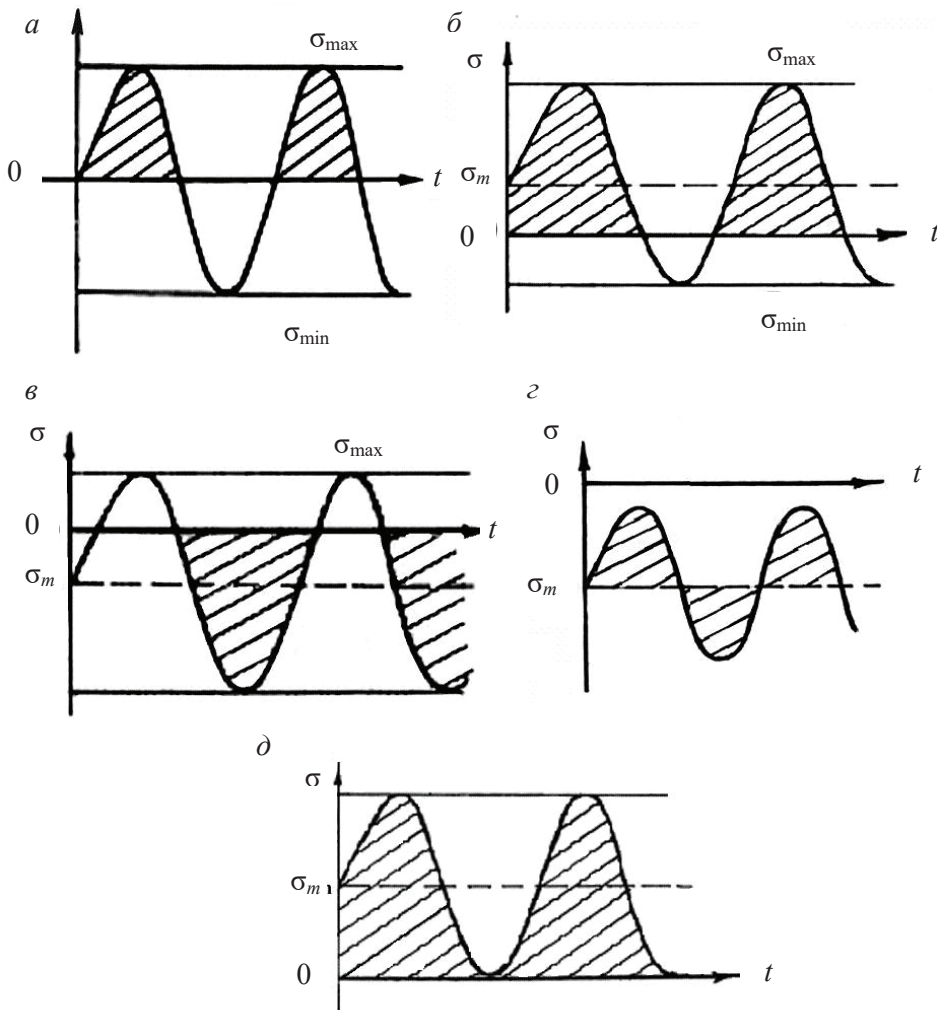


Рис. 1.3. Виды циклов нагружения:

*a* — симметричный, *б* — асимметричный; *в* — знакопеременный; *г* — знакопостоянный; *д* — отнулевой

Для обеспечения усталостной прочности детали необходимо, чтобы рабочая амплитуда вибронапряжений была ниже предела выносливости, который весьма чувствителен к влиянию конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. В реальных условиях он существенно ниже значения, получаемого при испытаниях. Усталостную прочность снижают наличие концентраторов напряжений, остаточные напряжения от термообработки, масштабный эффект, состояние поверхности детали.

## 1.5. Свойства материалов, применяемых в энергомашиностроении

**Лопатки турбин** подвергаются при работе статическому и динамическому воздействию потока, при этом возможны температурные перепады до 400°С (тепловые удары), эрозионному и коррозионному воздействию потока. Рабочие лопатки испытывают одновременно воздействие статических растягивающих центробежных сил, изгибающих сил под влиянием потока, динамических вибрационных нагрузок и термических напряжений. Динамические знакопеременные нагрузки достигают 50–80 МПа. Суммарные напряжения в рабочих лопатках составляют обычно 160 МПа, а для лопаток последних ступеней высокотемпературных ГТУ могут достигать 300 МПа. Материал для лопаток должен соответствовать определенным требованиям и, в первую очередь, по жаропрочности и жаростойкости, по усталостной прочности и декременту затухания колебаний. Металл для лопаток должен иметь хорошие технологические свойства: хорошо коваться, штамповаться, гнуться и вальцеваться в холодном состоянии.

В энергомашиностроении для лопаток применяются хромистые мартенситно-ферритные и мартенситные стали. При работе в условиях температур до 475°С применяют стали 12Х13, 20Х13. При температуре 540–580°С используют высокопластичные хромистые стали 15Х11МФ, 15Х12ВНМФ, которые обладают высокой коррозионной стойкостью. Если уровень кратковременных или длительных жаропрочных механических свойств является недостаточным при температурах 800–850°С, следует применять сплавы на никелевой основе ХН35ВТ (ЭИ-612), ХН80ТБЮ (ЭИ-607). Для изготовления рабочих и сопловых лопаток при температуре нагрева 950–1100°С применяются деформируемые сплавы ЭП929, ЖС6КП, ЭП220 и литейные ЖС26ВИ, ЖС30. Для высоких лопаток паровых турбин могут применяться сплавы на основе титана ТС-5, ВТ20, которые обладают высокой удельной прочностью, стойкостью к коррозионному и эрозионному износам.

**Роторы и диски турбин и компрессоров.** Как правило, разрушения роторов приводят к катастрофическим последствиям, поэтому применяемые для роторов материалы должны обеспечить запас прочности при рабочей температуре металла в наиболее напряженных элементах по пределу длительной прочности или по пределу текучести. Важное значение для материалов роторов и дисков имеет абсолютная величина

на коэффициента линейного расширения, к материалам сопрягаемых деталей, например валов и насадных дисков, предъявляются требования близости коэффициентов линейного расширения и требования по способности к затуханию колебаний.

В зависимости от начальной температуры газа и конструктивного выполнения температура центральной части дисков или вала ротора газовых турбин находится в пределах 230–400 °С, а периферийной части дисков значительно выше. Температура металла роторов и дисков компрессоров в зоне всасывания наружного воздуха зависит от климатических условий и может колебаться в пределах  $\pm 50$  °С. По мере удаления от зоны всаса температура будет повышаться и может достигать 400 °С. Рабочие напряжения от ЦБС в центральной зоне могут составлять 200–600 МПа. Поковки валов, цельнокованных роторов и дисков и концевых частей роторов изготавливаются из легированных сталей 34ХМ, 34ХН1М (при температурах 400–450 °С), 20Х3МВФ (550 °С) ХН35 ВТ (до 650 °С) и сплавов на никелевой, кобальтовой, молибденовой и смешанных основах (свыше 700 °С).

Роторы паровых турбин могут быть цельноковаными, комбинированными или сварными. Для роторов и валов турбин применяют высокопрочные углеродистые или легированные релаксационно-устойчивые жаропрочные стали. Материалом дисков может быть как углеродистая сталь, так и хромоникелевые, хромомолибденовые стали. Для цельнокованных и комбинированных роторов наиболее часто употребляются стали марок ЭИ415 (20Х3МВФ), Р2МА (25Х1М1ФА), ЭИ 572, для роторов низкого давления применяют стали, обладающие высокой статической прочностью, высоким сопротивлением коррозионному разрушению.

**Детали корпусов.** Литые, сварно-литые и сварные конструкции корпусов газовых турбин подвергаются действию умеренных напряжений ( $< 60$  МПа) от давления газовой или воздушной среды в условиях стационарного режима работы и значительным циклическим температурным напряжениям, возникающим при пуске-останове ГТУ, что может приводить к короблению деталей. Выбор марки материала определяется температурой рабочей среды. Для литых корпусов материал должен обладать хорошими литейными свойствами, для сварных — хорошей свариваемостью.

Корпуса цилиндров паровых турбин могут выполняться литыми, сварными или комбинированными. Цилиндры турбин, работающих

на сверхкритических параметрах, выполняются двухкорпусными. Для внутренних корпусов в основном используются легированные жаропрочные стали типа 20ХМФЛ, 15Х1М1ФЛ, для внешних — более дешевые 15ХМЛ, 20ХМЛ. Литые корпуса, работающие при низких температурах, выполняются из стали 25Л, сварные — из углеродистой стали по типу, например, ст. 20.

Рабочая температура деталей внешнего корпуса ГТУ находится в пределах 100–540°С, а некоторые детали могут иметь при эксплуатации отрицательную температуру. Рабочая температура внутренних корпусных деталей зависит от температуры газового и воздушного потоков, конструктивного исполнения деталей, наличия подогрева или охлаждения. При работе с умеренным давлением в зоне невысоких температур в качестве материала корпусов используется серый чугун СЧ 21–40, СЧ 28–48. Изделия из чугуна плохо переносят динамические нагрузки, при повышенных температурах его механические свойства существенно снижаются, поэтому при температурах выше 350°С изделия из чугуна не применяются. Для деталей с рабочей температурой от –40 до 350°С рекомендуется использование углеродистых и легированных сталей 20Л, 35Л при отсутствии повышенных требований к коррозионной стойкости. Для внутренних корпусных деталей с рабочей температурой не менее 600°С рекомендуются более дорогие и качественные стали (ХН35ВТ) либо сплавы.

### **Вопросы для самоконтроля**

---

1. Каким рода воздействиям подвержены детали турбомашин?
2. Назовите способы решения задач прочности, а также их достоинства и недостатки.
3. Какие используются критерии прочности в турбостроении? Что влияет на их выбор?
4. Что влияет на выбор допустимых значений коэффициентов запаса прочности детали?
5. Что такое ползучесть материала?
6. Назовите характеристики цикла нагружения детали переменной нагрузкой.

## 2. Вибрационная надежность турбоагрегатов

---

### 2.1. Вибрация турбоагрегата и ее последствия

---

**В**опросам технической диагностики и, в частности, вопросам вибрационной диагностики оборудования электростанций и газотранспортных систем традиционно уделяется повышенное внимание. Это объясняется, с одной стороны, необходимостью контроля отработавших расчетный ресурс агрегатов и обоснованием продолжительности межремонтного периода, а с другой стороны — стремлением к снижению ущерба от внеплановых простоев и внезапных аварий.

Общая вибрационная надежность агрегата является его важнейшей эксплуатационной характеристикой. Низкий и стабильный уровень вибрации, отсутствие резонансных и автоколебательных явлений во всем диапазоне режимов гарантируют не только долговечность агрегата, но и возможность своевременной диагностики и устранения возникающих дефектов.

Необходимость измерения, контроля и нормирования уровня вибрации турбоагрегата связана с несколькими причинами.

1. Рост вибрации агрегата свидетельствует об увеличении динамических нагрузок, действующих на ротор и статорные элементы агрегата. Причиной этих нагрузок могут быть разбалансировка, нарушение качества сопряжения роторов, ослабления стяжек и т. д. Повышенные циклические напряжения снижают надежность, увеличивают вероятность усталостных поломок вала.

2. Увеличенные динамические нагрузки, передающиеся от ротора на подшипники, могут привести к повреждениям, связанным с задеваниями шеек о поверхности вкладыша, к усталостным (или силовым) повреждениям болтов, стягивающих обоймы подшипников, к ослаблению затяжки различных болтовых соединений, разрушению баббитовой заливки.

3. С увеличением динамических нагрузок, действующих на ротор, повышается опасность задевания ротора о статор в лабиринтовых уплотнениях: концевых, диафрагменных и периферийных. Это может вызвать тепловой (в том числе и остаточный) прогиб ротора. Жесткие задевания способны привести к аварии с катастрофическими последствиями, так как нагрузки, которые при этом возникают, могут достигать нескольких кратностей от веса ротора.

4. Динамические нагрузки, которые передаются на его строительные части агрегата — фундамент или раму, могут вызвать их повреждение.

5. Вибрация оказывает воздействие на человека и вызывает в зависимости от ее интенсивности снижение комфорта, снижение производительности труда, представляет опасность для здоровья, возникновение вибрационной болезни.

Отдельно стоит отметить, что вибрация сама по себе — это лишь некий симптом тех дефектов агрегата, которые приводят к увеличению динамических нагрузок. Разрушения агрегатов (и их элементов), которые сопровождаются повышенной вибрацией, обусловлены действующими динамическими нагрузками, которые и приводят к соответствующим повреждениям. Повышенный уровень вибрации лишь свидетельствует о существующих нарушениях.

Такие утверждения, как «высокая вибрация явилась причиной аварий с катастрофическими последствиями: разрушение турбины, пожары в машинном зале с возгоранием масла и водорода и т. д.», являются в корне неверными, т. к. противоречат физике процесса разрушения.

---

## **2.2. Измерение вибрации турбомашин**

---

В общем случае разные точки машины имеют разную вибрацию: одни могут колебаться одновременно в разных направлениях и с разными амплитудами, другие, так называемые узловые, могут быть неподвижными. В процессе колебаний элементы машины могут терпеть упругие деформации. Таким образом, реальный вибрационный процесс слишком сложен для того, чтобы все его детали могли быть предметом контроля и изучения в процессе эксплуатации.

В целях получения максимально полной информации о вибрационном состоянии агрегата с точки зрения технической диагностики, с од-



ной стороны, и фильтрации излишней информации, с другой стороны, объекты и точки контроля вибрации, как правило, регламентируются. Так, в большинстве случаев вибрацию контролируют на корпусах опор машин в трех ортогональных направлениях (контроль вибрации опор) или контролируют вибрацию ротора вблизи его опор (контроль вибрации вала).

Опыт, традиции и нормативные документы достаточно четко определяют следующие принципы измерения вибрации (при контроле вибрации опор агрегата):

- измерения проводятся на опорах в трех ортогональных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом; допускается не измерять осевую вибрацию для машин малой мощности. Измерения производятся на корпусах выносных подшипников, для встроенных подшипников допускается проводить измерения на корпусах вблизи подшипников;
- измерения производятся в условиях, при которых эксплуатируется механизм, преимущественно под нагрузкой на установившемся режиме; параметры режима фиксируются в протоколе измерений. Понятие установившегося режима связано с приходом в равновесное состояние всех физических полей, от которых зависит вибрация машины [1]. Для паровых турбин режим считают установившимся, если при заданной нагрузке все контролируемые эксплуатационные параметры сохраняют постоянное значение. Однако в связи с особенностями конструкции установки и функционированием машин возможно задание дополнительных условий установившегося режима, которые определяются на основе опыта эксплуатации. Для газовых турбин контроль интенсивности вибрации, например, следует производить после 8 часов непрерывной работы, для ГПА с приводом от конвертированных двигателей — после 2 часов непрерывной работы под нагрузкой;
- при измерениях используется виброаппаратура, соответствующая стандартным требованиям [2; 3] и имеющая фильтры, должным образом выделяющие частотный диапазон 10–1000 Гц (диапазон определяется нормальной частотной характеристикой приборов и измеряемого оборудования);
- для ответственных агрегатов регламентируется также контроль вибрации валопроводов, производимый либо одновременно



с контролем вибрации подшипников, либо взамен него. Контроль вибрации вала также рекомендуется для агрегатов, у которых жесткость опор значительно выше жесткости ротора (например, центробежные нагнетатели природного газа).

## 2.3. Единицы измерения и методы преобразования вибрационных сигналов

Вибрация — колебания тела и отдельных его частей относительно нейтрального положения, это движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин [4]. Вибрация происходит под действием сил возбуждения, имеющих разные причины. В роторных машинах силы возбуждения связаны прежде всего с процессом вращения валов.

В простейшем случае вибрирующая поверхность совершает гармонические (синусоидальные) колебания, при этом координата колеблющейся точки определяется уравнением

$$s(t) = A \sin(\omega t + \varphi_0), \text{ или } s(t) = A \cos(\omega t + \varphi_0),$$

где  $A$  — амплитуда колебаний, измеряемая линейными единицами (мм, мкм);  $\omega$  — угловая частота колебаний ( $\text{с}^{-1}$ );  $\varphi$  — начальная фаза колебаний в угловых единицах (градус, радиан).

Колебания называются *периодическими*, если значения всех физических величин, характеризующих колебательную систему и изменяющихся при ее колебаниях, повторяются через равные промежутки времени. Наименьший промежуток времени  $T$ , удовлетворяющий этому условию, называется *периодом колебаний*. За период колебаний  $T$  система совершает одно *полное колебание*. *Частотой* периодических колебаний называется величина  $f = 1/T$ , равная числу полных колебаний в единицу времени.

*Круговой (циклической) частотой колебаний* называется величина  $\omega = 2\pi f = 2\pi/T$ , равная числу полных колебаний, совершающихся за  $2\pi$  единиц времени.

Величина  $A$  называется *амплитудой гармонического колебания* или *амплитудой*. Она представляет собой наибольшее абсолютное значе-

ние, достигаемое гармонической колебательной величиной. Амплитуда равна половине *размаха гармонических колебаний*  $S$  (см. рис. 2.1).

Аргумент  $\omega t + \varphi_0$  называется *фазовым углом* или *фазой гармонических колебаний* и происходит от векторного изображения гармонического колебания.

Величина  $\varphi_0$  — *начальный фазовый угол*, или *начальная фаза колебаний*. Значение  $\varphi_0$  соответствует фазе в момент времени, принимаемый за начальный, т. е. при  $t = 0$ .

Дифференцируя по времени выражение, описывающее виброперемещение, получаем выражения для виброскорости и виброускорения при гармонических колебаниях:

$$\dot{s}(t) = A\omega \cos(\omega t + \varphi_0) = A\omega \sin\left(\omega t + \varphi_0 + \frac{\pi}{2}\right) = V \sin(\omega t + \varphi_1);$$

$$\ddot{s}(t) = -A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0) = A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi) = W \sin(\omega t + \varphi_2),$$

причем амплитуды  $\dot{s}(t)$  и  $\ddot{s}(t)$  соответственно  $V = A\omega$  и  $W = A\omega^2$ , фаза виброскорости  $\varphi_1 = \varphi - \pi/2$ , фаза виброускорения  $\varphi_2 = \varphi - \pi$ . Следует также отметить, что величина  $\dot{s}(t)$  опережает  $s(t)$  по фазе на угол  $\pi/2$ , а  $\ddot{s}(t)$  опережает  $s(t)$  по фазе на  $\pi$ . Зависимости от времени  $t$  величин  $s(t)$ ,  $\dot{s}(t)$  и  $\ddot{s}(t)$  при гармонических колебаниях для случая  $\varphi_0 = 0$  показаны на рис. 2.1.

Рассматриваемые параметры вибрации связаны между собой коэффициентами, зависящими от частоты: при одной и той же амплитуде виброперемещения амплитуда виброскорости растет пропорционально частоте, а амплитуда виброускорения растет пропорционально квадрату частоты вибрации. Фаза виброскорости для некоторой гармоники вибрации сдвинута относительно фазы виброперемещения на  $90^\circ$ , а фаза виброускорения, соответственно, на  $180^\circ$ .

Интенсивность полигармонической вибрации в соответствии со стандартными нормами обычно оценивают либо по среднеквадратическому значению (СКЗ) виброскорости, либо по размаху виброперемещения, либо по его пиковому значению виброускорения.

Если речь идет о гармонической вибрации, то между ее параметрами существуют простые соотношения (см. рис. 2.2).

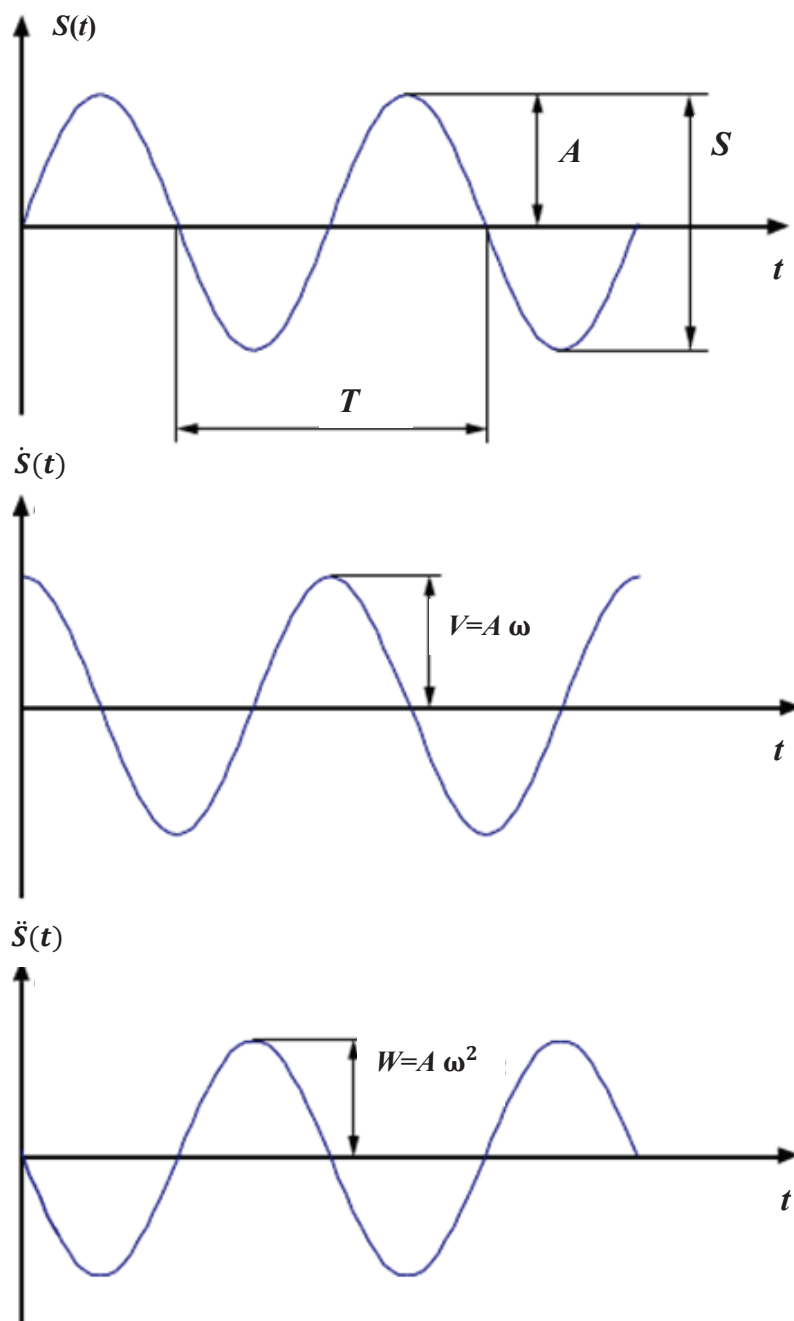


Рис. 2.1. Графическое изображение гармонических колебаний (масштаб произвольный)

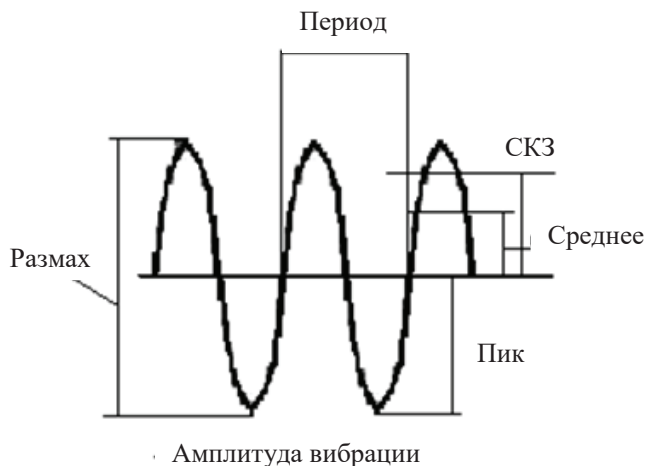


Рис. 2.2. Параметры колебаний:

амплитуда колебаний,  $A$ ; размах колебаний,  $S = 2A$ ;  
среднеквадратическое значение,  $СКЗ = 0,707A$ ;  $A = 1,414 \cdot СКЗ$ ;  $S = 2,828 \cdot СКЗ$

**Амплитуда колебаний (пик)** — это максимальное отклонение колеблющейся точки от положения равновесия.

**Размах колебаний (пик — пик)** — это расстояние (разница) между положительным и отрицательным пиками. Для синусоидального колебания размах в точности равен удвоенной пиковой амплитуде.

**Среднеквадратическое значение амплитуды (СКЗ)** равно квадратному корню из среднего квадрата сумм амплитуд колебаний в выбранном диапазоне частот. Для ее расчета необходимо возвести в квадрат мгновенные значения амплитуды колебаний в выбранном диапазоне частот и усреднить получившиеся величины по времени, после этого извлечь квадратный корень

$$v_c = \sqrt{T^{-1} \int_0^T v^2(t) dt}.$$

Для получения корректного значения СКЗ интервал усреднения должен быть не менее одного периода колебаний самой низкой из регистрируемых частот.

Для синусоидальной волны СКЗ в 1,41 раза меньше значения амплитуды колебаний.

Представление полигармонической вибрации в виде графика зависимости соответствующего параметра от времени является не един-

ственным и далеко не всегда достаточным для анализа вибрационных явлений. Наиболее распространено ее представление в виде спектра гармонических составляющих.

Согласно теореме Фурье любое сложное периодическое негармоническое колебание  $s(t)$  (рис. 2.3) можно представить в виде суммы простых гармонических колебаний

$$s(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega t + \kappa_n)$$

с круговыми частотами, кратными основной круговой частоте  $\omega = 2\pi/T$ , где  $T$  — период колебания.

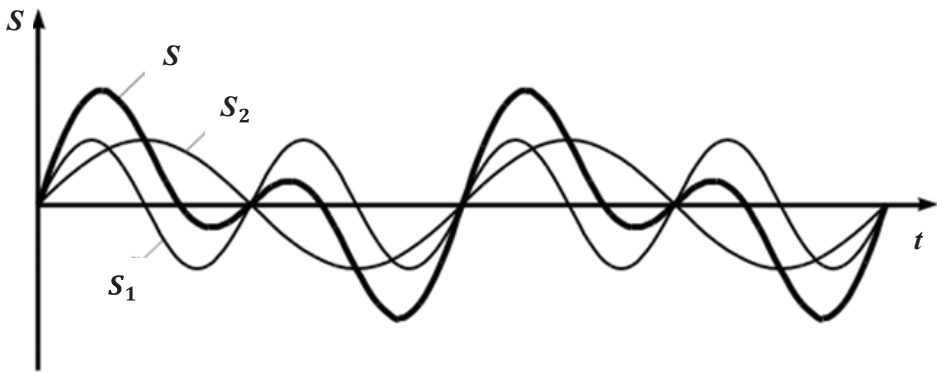


Рис. 2.3. Сложение двух гармонических колебаний, имеющих кратные частоты

Такое представление периодической функции называется **разложением в ряд Фурье** или **гармоническим анализом** сложного периодического колебания. Члены ряда Фурье, соответствующие гармоническим колебаниям с круговыми частотами  $\omega$ ,  $2\omega$ ,  $3\omega$  и т. д., называются первой (или основной), второй, третьей и т. д. **гармониками** сложного периодического колебания  $s(t)$ . Совокупность этих гармоник образует **спектр колебания**.

Часто под спектром колебания понимают спектр его частот, т. е. совокупность частот простых гармонических колебаний, в результате сложения которых может быть получено рассматриваемое сложное колебание. Периодические колебания имеют дискретные (линейчатые) спектры частот. Непериодические колебания, как правило, имеют непрерывный (сплошной) спектр частот (см. рис. 2.4).

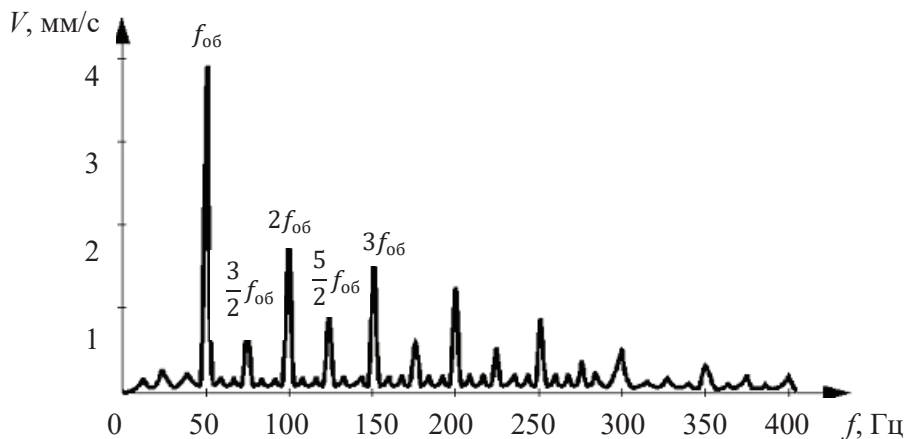


Рис. 2.4. Непрерывный спектр вибрации

Анализ спектров частот является основой методов вибрационного диагностирования оборудования.

## 2.4. Аппаратура для измерения вибрации

Виброаппаратура, предназначенная для измерения параметров вибрации в контролируемых точках машины, по своему функциональному назначению делится на контрольную (контрольно-сигнальную), диагностическую (исследовательскую) и балансировочную. Аппаратура, применяемая для измерения вибрации турбоустановок, должна соответствовать ГОСТ ИСО 2954–97 Вибрация машин с возвратно-поступательным и вращательным движением. Требования к средствам измерений [3].

Виброизмерительную аппаратуру производят многие зарубежные и отечественные фирмы. Из западных фирм наиболее известны «Brüel & Kjær Vibro», «SCHENCK RoTec GmbH», «Philips», «SIEMENS», «SKF». Из отечественных наиболее широкое распространение получили приборы НТЦ «ВиКонт», ООО «Диамех 2000», ООО «Ассоциация ВАСТ», ООО НПП «Вибробит», ООО «НПП «Измерительные технологии» и т. д. Продукция этих фирм наиболее широко распространена в энергетике и газовой промышленности, поскольку представляет полный спектр средств для контроля вибрации.

Контрольная аппаратура предназначена для измерения параметров интенсивности вибрации в контролируемых точках машины, а контрольно-сигнальная — также для сигнализации и отключения машины по предельным значениям этих параметров. В зависимости от объекта измерения параметрами интенсивности вибрации обычно являются: для неподвижных частей (опор) — среднее квадратичное значение виброскорости либо размах виброперемещения; для вибрации валов — размах виброперемещения относительной либо абсолютной вибрации.

Контрольная аппаратура может быть стационарной или переносной. Переносные приборы для измерения вибрации можно разделить на две группы: приборы без индикации предназначены для сбора информации, которая обрабатывается и визуализируется отдельным компьютером (виброметры), и коллекторы — приборы, имеющие собственный дисплей и мощный процессор, позволяющий вести обработку сигнала. Коллекторы чаще всего являются приборами для исследования вибрационного состояния агрегата.

Диагностическая и исследовательская виброаппаратура предназначена для специальной обработки вибрационного сигнала и для измерения разнообразных параметров вибрации: снятия амплитудно-фазочастотных характеристик (АФЧХ) вибрации агрегата, определения гармонического спектра вибрации в линейном и логарифмическом масштабах и т. д.

Балансировочная аппаратура предназначена, по крайней мере, для измерения амплитуды и фазы оборотной вибрации и частоты вращения балансируемого ротора. Для балансировки ответственных и сложных роторных систем целесообразно использовать многоканальную балансировочную аппаратуру, позволяющую при непрерывном изменении частоты вращения ротора снимать АФЧХ вибрации одновременно на нескольких опорах. Как правило, такого рода аппаратура устанавливается на балансировочных станках и стендах. Многие типы исследовательской виброаппаратуры одновременно выполняют функции балансировочной. Структурная схема прибора для измерения вибрации показана на рис. 2.5.

Вибрация преобразовывается в электрический сигнал посредством датчика, связанного с объектом измерения.

Основными характеристиками датчиков являются чувствительность, собственная частота, диапазон измерения виброускорений объ-

екта, рабочий диапазон температур, помехозащищенность и нечувствительность к поперечным составляющим вибрации.

Для измерения вибрации подшипников и других невращающихся элементов машины в качестве вибрационных датчиков в настоящее время практически повсеместно используются пьезоэлектрические. Источником электрического сигнала таких датчиков является пьезочувствительный элемент (рис. 2.6).



Рис. 2.5. Схема прибора для измерения вибрации

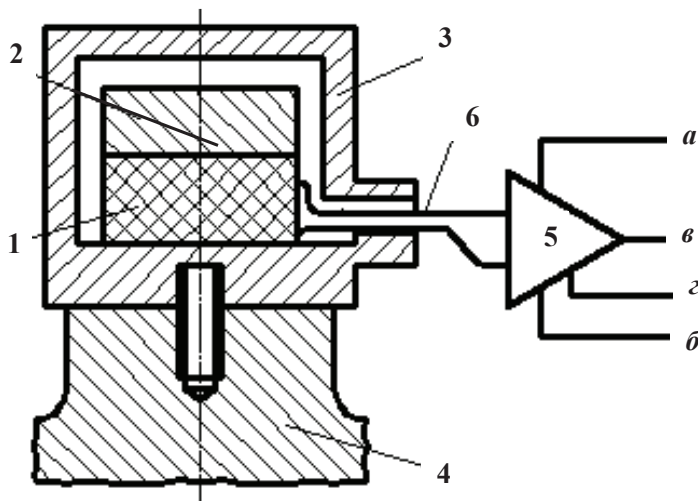


Рис. 2.6. Схема датчика пьезоакселерометра:

- 1 — пьезочувствительный элемент; 2 — сейсмическая масса; 3 — корпус датчика;  
 4 — объект измерения; 5 — предварительный усилитель; 6 — антивибрационный кабель;  
 а, б — контакты подвода питания к усилителю; в, г — выход электрического сигнала



Пьезочувствительный элемент обычно изготавливают из специального керамического материала, он же играет роль упругого элемента, на котором закреплена сейсмическая масса. Величина сейсмической массы и жесткость упругого элемента определяют собственную частоту датчика, которая по условиям получения достоверных данных должна быть значительно выше максимальной частоты измеряемой вибрации. Конфигурация элементов датчика выбирается таким образом, чтобы обеспечить необходимую собственную частоту датчика, его чувствительность к вибрации.

Пьезочувствительный элемент формирует весьма слабый электрический сигнал, что требует относительно короткой линии связи из-за электрических и механических помех. Поэтому в непосредственной близости от датчика требуется установка предварительного усилителя, в ряде случаев он может устанавливаться в корпусе датчика. На выходе предусилителя формируется переменный электрический сигнал, пропорциональный действующему виброускорению в направлении измерения.

Для измерения перемещений, например измерения относительной вибрации валов, используется совсем другой по физическим эффектам вибродатчик — вихретоковый (рис. 2.7). Измерение с помощью вихретокового метода основано на регистрации изменений электромагнитного поля в зависимости от зазора между торцом датчика, содержащего обмотку, через которую проходят вихревые токи, и электропроводящей поверхностью объекта.

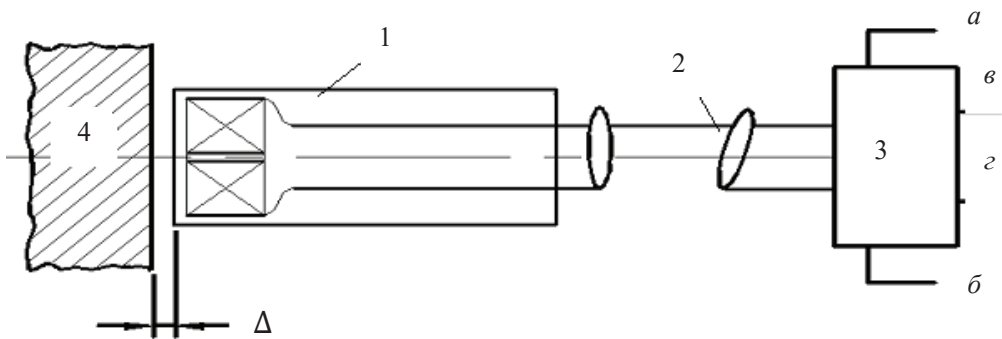


Рис. 2.7. Конструкция вихретокового измерительного канала:

1 — датчик; 2 — радиочастотный кабель; 3 — УВЧ-генератор; 4 — объект измерения (вал);  
а, б — подвод питающего напряжения; в, г — выход электрического сигнала,  
пропорционального зазору  $\Delta$

Для точного определения частоты вращения ротора, а также для синхронизации измерений при замерах амплитуды/фазы оборотной составляющей вибрации, гармонического спектра, синхронного сигнала и снятия разгонов/выбегов служит синхронизирующий сигнал фазового отметчика. Фазовый отметчик может быть фотоэлектрического, электромагнитного или лазерного типа. Электромагнитный отметчик предусматривает использование в качестве нулевой метки выступа из магнитного материала или углубления в однородном магнитном материале. Датчик при этом должен быть установлен на расстоянии 2–3 мм от поверхности вала. При использовании отметчика фотоэлектрического или лазерного типа в качестве метки может использоваться полоска материала, контрастность которого отличается от поверхности ротора (отражающий или поглощающий свет материал). При достаточной контрастности метки отметчик может быть установлен на расстоянии от 10 до 500 мм от поверхности ротора.

Питание приборов осуществляется преимущественно от встроенного аккумулятора либо от сети через блок сетевого питания. Приборы позволяют определить и использовать при измерениях и выводе данных различные представления для единиц измерения вибрации: виброускорение ( $\text{м/с}^2$ ), виброскорость ( $\text{мм/с}$ ), вибросмещение ( $\text{мкм}$  или  $\text{мм}$ ).

## **2.5. Контроль и нормирование вибрации турбомашин**

---

Необходимость контроля вибрации агрегатов и механизмов определяется требованиями надежности их эксплуатации. Контроль вибрации решает две задачи:

- предупреждение повышенной вибрации как индикатора повышенных динамических нагрузок;
- диагностику опасных развивающихся дефектов, способных привести к серьезным повреждениям, а в ряде случаев и к полному разрушению механизма.

Статистическая обработка материалов капитальных ремонтов турбинного оборудования показала, что своевременный останов турбоагрегата в 3–3,5 раза снижает затраты на капитальный ремонт, не считая потерь, связанных с простоем оборудования.

Вибрационная диагностика может опираться на результаты исследований, полученные различными способами. Так, выделяется два основных вида контроля за изменением параметров — непрерывный контроль и периодический мониторинг. Выбираемый способ контроля вибрации должен быть рентабельным, т.е. затраты на приобретение и обслуживание виброизмерительных средств должны окупаться повышением надежности эксплуатации механизма и снижением затрат на ремонт.

Самый высокий уровень обеспечения контроля вибрации достигается путем использования автоматизированных систем контроля и вибродиагностики. Следующий уровень представляют стационарные автоматизированные системы вибромониторинга, осуществляющие контрольно-сигнальные функции, а также архивирование и визуализацию информации о параметрах вибрации с применением компьютерной техники. Эти системы достаточно широко распространены на крупных и ответственных агрегатах. Низший уровень таких систем — стационарные системы контроля вибрации и защиты, которые осуществляют индикацию и запись в архив лишь значений общего уровня вибрации.

В исследовательских целях для виброизмерений используется специальная переносная аппаратура, позволяющая проанализировать вибрационные сигналы в необходимых точках. Наиболее распространены при оперативном контроле вибрации портативные ручные виброанализаторы с автономным питанием.

Периодический мониторинг использует для анализа следующие параметры вибрации: общий уровень вибрации, форму и спектр сигнала либо только общий уровень вибрации и тренды.

Периодичность измерения вибрации чаще всего определяется ведомственными (отраслевыми) нормами. Периодичность контроля вибрации должна определяться так, чтобы своевременно прогнозировать возможность повреждения агрегата по изменениям вибрации. Для получения более информативных данных периодичность измерения принимают не реже, чем раз в 7–30 дней.

Периодические контрольные измерения обязательно должны проводиться в следующих случаях:

- после монтажа или ремонта — полные контрольные измерения для оценки качества ремонта. Для оценки состояния роторной системы возможно проведение контроля собственных частот;

- после завершения процесса приработки — для снятия эталонных показателей объекта для последующего контроля стабильности параметров;
- в процессе эксплуатации, исходя из состояния объекта и уровня вибрации, возможно проведение полных контрольных или текущих контрольных испытаний;
- после нарушения технологического режима при условии, что оно могло повлиять на вибрационное состояние;
- перед выводом в ремонт проводят полные контрольные измерения для последующей оценки качества ремонта.

Все диагностические контрольные испытания разделяют на:

- контрольные измерения работающего объекта: текущие и полные. Текущее измерение выполняется для определения общего уровня вибрации и сравнения полученных значений с нормами. Полное обследование агрегата включает в себя опрос эксплуатационного персонала, анализ технической документации, осмотр объекта, определение общего уровня вибрации и сравнение значения с нормами, оценку состояния объекта, при необходимости — проведение дополнительных измерений, регистрацию и анализ информации, прогнозирование состояния объекта;
- специальные диагностические измерения работающего объекта — предназначены для выявления дефектов и причин их возникновения, для прогнозирования состояния объекта;
- обследования остановленного агрегата.

Нормирование вибрации производится в соответствии со стандартами — ГОСТами, ОСТАми, ведомственными или заводскими нормами эксплуатации. Существует ряд стандартов, нормирующих вибрацию турбоагрегатов. Нормы на вибрацию практически во всех стандартах прямо или косвенно связаны с размерами либо с массой машин, либо частотой вращения, либо особенностями опорной системы.

В качестве основного критерия для вибрации используется среднее квадратическое значение (СКЗ) виброскорости, в мм/с, дополнительным критерием является размах перемещений, в мкм.

В настоящее время в энергетике и газовой промышленности действуют следующие нормативные документы.

1. ГОСТ Р 55265.2—2012 (ИСО 10816—2:2009) Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы

мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup> [1].

2. ГОСТ Р 55263—2012 (ИСО 7919—2:2009) Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся частях. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup> [5].

3. ГОСТ ИСО 10816—3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup> [6]. В данном стандарте 1 группа оборудования это компрессоры.

4. ГОСТ ИСО 10816—4-99 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки [7]. Критерии стандарта распространяются на установки с приводом от газовых турбин, за исключением установок на основе авиационных турбин, а также турбин, аналогичных авиационным по динамическим свойствам, мощность турбин — более 3 МВт, рабочие скорости вращения от 3000 до 20000 мин<sup>-1</sup>.

5. ГОСТ ИСО 7919—4-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Газотурбинные агрегаты [8]. Стандарт распространяется на все агрегаты с подшипниками скольжения мощностью более 3 МВт.

6. ГОСТ Р 52526—2006 Установки газотурбинные с конвертируемыми авиационными двигателями. Контроль состояния по результатам измерений вибрации на невращающихся частях [9]. Стандарт распространяется на критерии опасности установок, выполненных на основе конвертируемых авиационных газотурбинных двигателей, мощностью более 1 МВт по результатам измерений вибрации на корпусе.

7. ГОСТ Р ИСО 14839—2-2011 Вибрация. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. Часть 2. Оценка вибрационного состояния [10]. Распространяется на машины с жесткими и гибкими роторами мощностью свыше 15 кВт без ограничений по размерам и частоте вращения.

На основе действующих стандартов отрасли формируют свои нормативные документы. Например, в электроэнергетике это Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации, введен в действие в 2003 г., в ПАО «Газпром» — отраслевые стандарты оценки состояния и диагностики оборудования.

### 2.5.1. Нормирование вибрации энергетических машин

До введения серии новых действующих ГОСТов стандарты предусматривали только граничные значения вибрации, при которых необходимо обратить внимание на состояние оборудования либо произвести его останов. Например, для среднеквадратичного значения виброскорости оценка вибрационного состояния согласно ГОСТ 25364–88 (в настоящее время утратил силу) для стационарных паровых турбоагрегатов действовали такие показатели:

- до 4,5 мм/с — эксплуатация без ограничений;
- от 4,5 до 7,1 мм/с — не более 30 суток;
- от 7,1 до 11,2 мм/с — не более 7 суток;
- более 11,2 мм/с — эксплуатация не допускается.

В ГОСТах, разработанных на базе международных стандартов ISO для паротурбинных установок, используются два критерия оценки вибрационного состояния машины на установившемся режиме работы: на базе абсолютных значений вибрации и на базе изменения этих значений. Помимо данных показателей приводятся критерии оценки вибрационного состояния по результатам измерений в неустановившемся (переходном) режиме работы машины, а также по измерениям низкочастотной вибрации.

В стандартах на базе ISO вводятся понятия зон состояния оборудования:

- зона А — вибрация новых установок, вводимых в эксплуатацию;
- зона В — вибрация машин, пригодных для эксплуатации без ограничения сроков;
- зона С — установки могут функционировать ограниченный период времени до начала ремонтных работ;
- зона D — уровень вибрации в данной зоне может вызывать серьезные повреждения установок, для которых прописаны рекомендованные значения уровней вибрации.

Так, в табл. 2.1 приводятся значения СКЗ виброскорости паровых турбин согласно ГОСТ Р 55265.2–2012 [1].

Пороговые значения, определяющие возможность эксплуатации паровых турбин и генераторов, сформулированы как *Уведомление*, *Предупреждение* и *Останов*.

При достижении показателей *Уведомление* и *Предупреждение* машина нуждается в восстановлении нормального вибрационного состояния,

проведении ремонтно-восстановительных работ. Период исследований состояния турбины и формирования плана восстановительных работ не должен превышать 30 суток при достижении уровня *Уведомление* и 7 суток — *Предупреждение*. Уровень *Предупреждение* не должен превышать 25 %-ную границу зоны В/С.

Таблица 2.1

**Границы зон вибрационного состояния для подшипников и корпусов паровых турбин на частоте вращения 3000 об/мин**

Граница зон	СКЗ виброскорости, мм/с	Комментарий
А/В	3,6	Уровень сигнала <i>Уведомление</i>
В/С	7,1	Уровень сигнала <i>Предупреждение</i>
С/Д	11,2	Уровень сигнала <i>Останов</i>

Достижение вибрацией уровня *Останов* требует принятия мер по снижению вибрации или останову машины, так как показывает, что дальнейшая эксплуатация машины может привести к ее повреждению. Согласно ГОСТ Р 55265.2—2012 [1] уровень *Останов* имеет фиксированное значение, соответствующее максимальной вибрации, которую способна выдерживать машина, т. е. 11,2 мм/с.

Для паровых турбин вследствие особенностей конструкции, валопровода с большим количеством подшипников регламентируется изменение вибрации на переходных режимах, а также измерение и контроль низкочастотной вибрации.

Оценка вибрационного состояния по вибрации опор не является вполне представительной, а иногда и просто недостаточной. Более информативным диагностическим параметром является амплитуда колебаний ротора относительно статора (относительная вибрация вала) в местах внутри подшипников или в максимальной близости от них. Амплитуда колебаний вала около опор является более представительным параметром, так как она непосредственно обусловлена качеством балансировки ротора и степенью отстройки валопровода от резонансов.

Интенсивность вибрации валопровода нормируется по размаху виброперемещений шеек роторов в двух ортогональных направлениях как на установившихся режимах работы, так и на переходных, режимах разгона и т. д. Предельные значения зависят от номинальной частоты вращения. Показатели виброперемещения для энергетиче-



ских турбоагрегатов, частота вращения которых 3000 об/мин, согласно ГОСТ Р 55263–2012 [5] приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

**Границы зон вибрационного состояния для паровых турбин или генераторов  
на частоте вращения 3000 об/мин, мкм**

Граница зон	Для измерения относительного перемещения	Для измерения абсолютного перемещения
A/B	90	100
B/C	165	200
C/D	240	300

Уровень *Предупреждение* устанавливается на границе зон В/С, уровень *Останов* не выше границы зон С/Д.

Можно отметить, что вследствие рекомендательного характера ГОСТов в большинстве энергосистем продолжают пользоваться отраслевыми стандартами на вибрацию, прописанными в ПТЭ, которые соответствуют ГОСТ 25364–97 [11].

Помимо требований к уровню вибрации опор на стационарном режиме ГОСТ 25364–97 устанавливает также следующие ограничения:

1. В случае, если при контроле низкочастотной вибрации получены значения СКЗ виброскорости в полосе частот ( $10 \dots f_0/2$  Гц, где  $f_0$  — частота вращения ротора), превышающие 0,5 мм/с, должны быть приняты меры по ее снижению.

2. Защита по скачку вибрации. При одновременном внезапном и необратимом изменении значений СКЗ виброскорости в стандартном диапазоне частот (10–1000 Гц) для каких-либо составляющих вибрации двух опор одного ротора, двух смежных опор или двух составляющих вибрации одной опоры на 1,0 мм/с и более от любого начального уровня должны быть приняты оперативные меры для выяснения причины такого изменения, которые при необходимости могут включать в себя останов турбоагрегата.

3. Защита по тренду вибрации. При возрастании на сравнимых режимах значений СКЗ виброскорости в стандартном диапазоне частот для любого компонента вибрации одной из опор валопровода на 2 мм/с за период до трех суток или его увеличении на 3 мм/с независимо от продолжительности возрастания должны быть приняты оперативные меры для выявления причины, которые при необходимости могут включать в себя останов турбоагрегата.



### 2.5.2. Нормирование вибрации газовых турбин

Многообразие типов газотурбинных установок (стационарные или конвертированные; с подшипниками скольжения, качения, активными магнитными подшипниками) приводит к большому количеству действующих стандартов в области нормирования вибрации данного оборудования.

Базовым документом оценки состояния газотурбинного оборудования в газовой промышленности являются нормы вибрации [12], действие которого распространялось на все турбоагрегаты ПАО «ГАЗПРОМ» (кроме ГТН-25 и нагнетателей отечественного производства, оснащенных системой бесконтактного измерения относительной вибрации вала). Контролируемым параметром в данном документе является СКЗ виброскорости в стандартном диапазоне частот. Уровни вибрации, устанавливаемые нормами вибрации [12], в зависимости от класса турбоагрегата приведены в табл. 2.3 и 2.4. Для турбоагрегатов, на которые не распространяется действие данного документа, в качестве нормативов выступают данные, рекомендованные заводами-изготовителями.

Таблица 2.3

#### Качественная оценка вибрационного состояния корпусов подшипников агрегатов (классы I–IV)

Зоны интенсивности вибрации. СКЗ виброскорости на границах зон, мм/с	Оценка вибрационного состояния корпусов подшипников			
	Класс I	Класс II	Класс III	Класс IV
	СТД-4000, СТМ-4000	НПГ производства Мин-энергомаш	ГТН-6, ГТК-10, СТД-12500	Нагнетатель НЦ-196
1,12	Отлично	Допустимо	Отлично	Допустимо
1,8	Хорошо		Хорошо	
2,8	Допустимо			
4,5	Требуется принятия мер	Требуется принятия мер	Допустимо	
7,1	Недопустимо	Недопустимо	Требуется принятия мер	Требуется принятия мер
11,2			Недопустимо	
18				
28				

Таблица 2.4

**Качественная оценка вибрационного состояния корпусов подшипников агрегатов  
(классы V–VI)**

Зоны интенсивности вибрации. СКЗ виброскорости на границах зон, мм/с	Оценка вибрационного состояния корпусов подшипников	
	Класс V	Класс VI
	ГПА-10 «Волна»	ГПА-Ц-6,3; ГПА-Ц-16
20	Допустимо	Допустимо
30	Требуется принятия мер	
40	Недопустимо	Требуется принятия мер
60		Недопустимо

В зависимости от конструктивных особенностей агрегатов устанавливается 6 классов:

- I — электродвигатели привода ГПА: STD-4000, STM-4000;
- II — нагнетатели природного газа производства Минэнергомаш;
- III — ГТУ производства Минэнергомаш: ГТН-6, ГТК-10;
- IV — НПП производства Минхимпром: НЦ-196;
- V — конвертированные судовые двигатели;
- VI — конвертированные авиационные двигатели.

В зависимости от интенсивности вибрации узлов ГПА предусмотрены следующие качественные оценки их вибрационного состояния: отлично, хорошо, допустимо, требует принятия мер, недопустимо.

Появление новых типов оборудования привело к необходимости введения в действие серии новых ГОСТов, начиная с 2000 года. Для газовых турбин с подшипниками скольжения оценка вибрации также производится по абсолютному значению параметра виброскорости в соответствии с зонами вибрационного состояния (табл. 2.5) в соответствии с ГОСТ Р 52526–2006 [9].

Таблица 2.5

**Границы зон вибрационного состояния для установок с частотой вращения  
от 3000 до 20000 мин<sup>-1</sup> [9]:**

Граница зон	СКЗ виброскорости, мм/с
A/B	4,5
B/C	9,3
C/D	14,7

Также для газотурбинного оборудования устанавливаются уровни *Предупреждение*, *Останов*. Уровень *Останов* устанавливают в пределах зоны С или D, рекомендуется, чтобы он не превышал в 1,25 раз верхнюю границу зоны С, *Предупреждение* — в пределах зоны С по согласованию с изготовителем. В некоторых случаях допускается изменение граничных условий для установок, как правило, по требованию изготовителя.

Для конвертированных авиационных двигателей с подшипниками качения нормативы зон при измерении вибрации на невращающихся частотах устанавливает ГОСТ Р 52526—2006 [9]. При этом зоны выделяются следующим образом (именно русскими буквами и только в этом ГОСТе):

- зона А — машины, вибрация которых попадает в эту зону, считают пригодными для дальнейшей эксплуатации без ограничения сроков;
- зона Б — машины, вибрация которых попадает в эту зону, рассматриваются как непригодные для длительной непрерывной эксплуатации. Эти машины могут функционировать ограниченный период времени, пока не появится подходящая возможность для проведения ремонтных работ;
- зона В — уровни вибрации в данной зоне рассматривают как достаточно серьезные, для того чтобы вызвать повреждение машины.

Вибрационное состояние конвертированных двигателей определяется в соответствии с табл. 2.6 в зависимости от точки измерения (в области расположения одного или двух роторов).

Таблица 2.6

**Границы зон вибрационного состояния,  
основанные на измерении виброскорости корпуса**

Граница зон	Пиковое значение виброскорости, мм/с	СКЗ виброскорости, мм/с
с частотой вращения каждого ротора на установившихся режимах		
А/Б	30	20
Б/В	45	30
в полосе частот, охватывающей частоты вращения двух и более роторов на установившихся режимах		
А/Б	45	30
Б/В	60	40

Уровни *Останов* и *Предупреждение* устанавливаются в зависимости от типа оборудования и особенностей его эксплуатации.

Для центробежных компрессоров согласно [6] оценка состояния проводится в нормальном режиме работы, определяемом, например, частотой вращения, напряжением питания, скоростью потока, давлением и нагрузкой после достижения ротором и подшипниками машины рабочей температуры. Компрессоры ГПА относятся к группе 1: машины номинальной мощностью более 300 кВт, но не более 50 МВт; электрические машины с высотой оси вращения вала выше 315 мм. Опоры машин по их жесткости в направлении измерения вибрации разделяют на жесткие и податливые (табл. 2.7).

Таблица 2.7

**Границы зон вибрационного состояния для машин группы 1**

Класс опоры	Граница зон	СКЗ перемещения, мкм	СКЗ скорости, мм/с
Жесткие	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Податливые	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

Разделение определяется из соотношения между жесткостью машины и фундамента. Если первая собственная частота системы «опора — машина» в направлении измерений превышает основную частоту возбуждения (в большинстве случаев — частоту вращения ротора) по крайней мере на 25 %, такую опору считают жесткой в данном направлении. Все остальные опоры считают податливыми.

На практике машинами с жесткими опорами обычно являются крупно- и среднегабаритные электромоторы, как правило, вращающиеся с низкой частотой вращения. К машинам с податливыми опорами относят турбогенераторы или компрессоры мощностью более 10 МВт, а также вертикально установленные машины.

### 2.5.3. Нормирование вибрации агрегатов на магнитном подвесе

Относительно недавно в парке турбомашин появились агрегаты с магнитными подшипниками. В ГОСТ Р ИСО 14839—2-2011 [10] устанавливаются нормы вибрационного состояния для машин вращательного действия с АМП, определяемые по перемещению шейки вала

вблизи АМП. В данном случае термин «перемещение» означает общее отклонение положения шейки вала, включая статическое смещение, от центра подшипника.

Датчики, входящие в состав АМП, позволяют определить положение оси шейки в каждый момент времени, включая постоянное смещение (эксцентриситет — вектор, соединяющий  $O$  и  $O_j$ ) и переменное смещение (орбита прецессии или **виброперемещение**), по результатам которых определяется максимальное отклонение  $D_{\max}$  положения ротора от центра АМП (рис. 2.8).

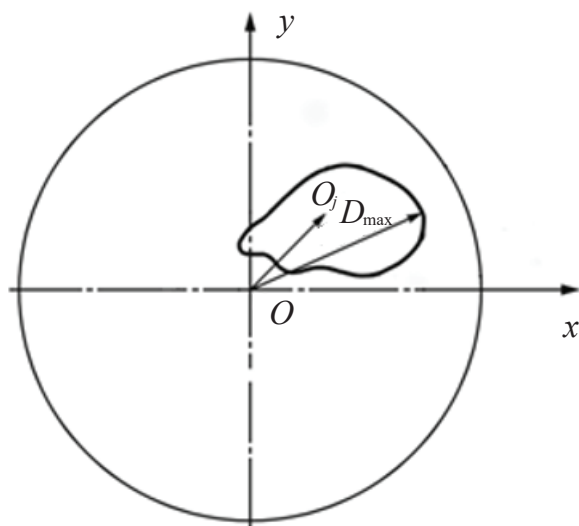


Рис. 2.8. Орбита прецессии шейки ротора

Согласно ГОСТ Р ИСО 14839–2-2011 [10] максимальное отклонение  $D_{\max}$  положения шейки ротора от центра АМП должно быть такое, чтобы выполнялось условие

$$D_{\max} < C_{\min\text{-radial}},$$

где  $C_{\min\text{-radial}}$  — минимальный радиальный зазор в страховочном подшипнике.

Рекомендуемые границы зон вибрационного состояния агрегатов на магнитном подвесе устанавливаются ГОСТ Р ИСО 14839–2-2011 [10] по максимальному отклонению вала от положения равновесия, норма для которого устанавливается по величине зазора между ротором и статором в страховочном подшипнике  $C_{\max}$ :

Граница зон	Максимальное отклонение $D_{\max}$
A/B	$<0,3 C_{\max}$
B/C	$<0,4 C_{\max}$
C/D	$<0,5 C_{\max}$

Однако указанные значения границ зон состояния не предназначены служить в качестве критериев приемки машин. Такие критерии должны являться предметом соглашения заинтересованных сторон.

### Вопросы для самоконтроля

1. Чем определяется необходимость измерения, контроля и нормирования уровня вибрации агрегатов?
2. Какие два основных способа контроля вибрации существуют?
3. Назовите единицы представления результатов замеров уровня вибрации. Где они применяются?
4. Что такое «спектр колебаний»?
5. Как можно классифицировать аппаратуру для измерения уровня вибрации?
6. На какие зоны согласно ГОСТам (ISO) делится состояние оборудования по результатам замера уровней вибрации?

### 3. Динамическое состояние турбомашин, причины колебаний роторов и методы их устранения

---

#### 3.1. Основы классической роторной динамики

---

Динамика роторной системы в значительной мере определяется типом опор, на которые установлен ротор. Рассмотрим некоторые основные моменты динамики роторов на «классических» подшипниковых опорах, а затем перейдем к описанию особенностей динамики роторных систем на магнитном подвесе. При этом будем предполагать, что читатель обладает элементарными знаниями в области механики колебательного движения.

##### 3.1.1. Вал с диском посередине на жестких опорах без трения

Целям изучения и понимания особенностей динамики роторных систем наилучшим образом отвечает так называемый ротор Джеффкотта (англ: *Jeffcott Rotor Model*).

Ротор Джеффкотта (см. рис. 3.1) — это типичный пример простейшей механической системы, которая представляет собой единичную массу  $m$  (иногда принимают, что указанная масса обладает также поперечным  $I_d$  и осевым моментами инерции  $I_a$  [13]), закрепленную на упругой невесомой балке.

Предложенная модель будет системой с одной степенью свободы при выполнении следующих условий:

- вся масса диска сосредоточена в одной точке;
- движение диска происходит только в плоскости рисунка и только в вертикальном направлении;
- масса самой балки (вала) равна нулю.

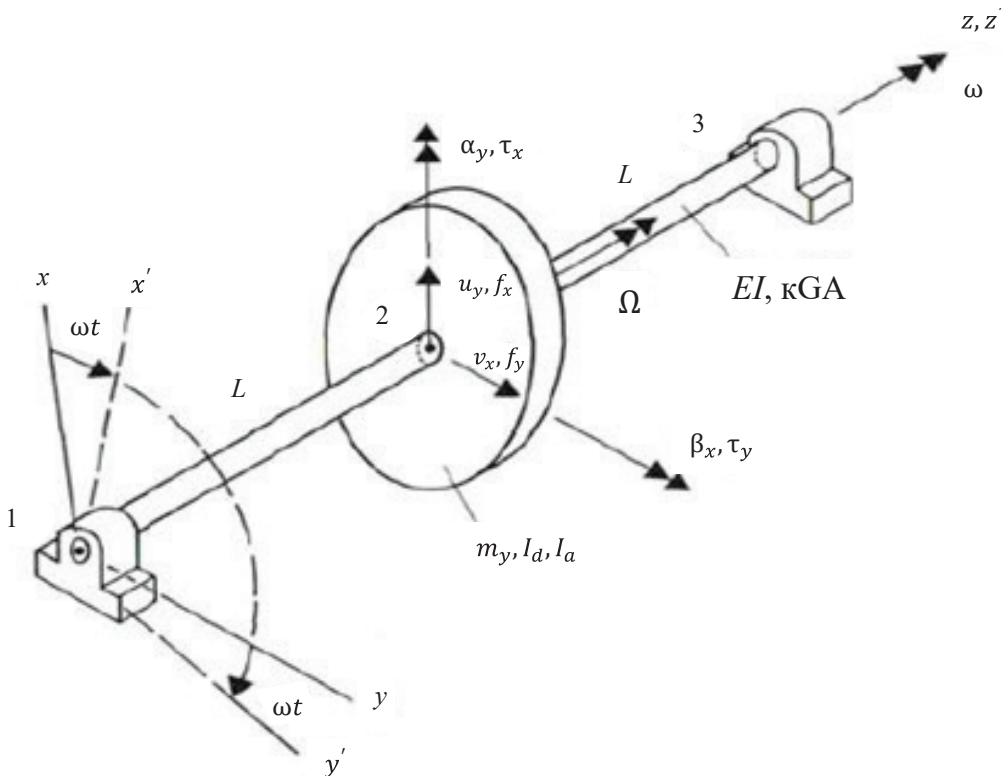


Рис. 3.1. Модель ротора Джеффкотта

При выполнении данных условий для полного определения положения системы достаточно знать прогиб в месте расположения массы  $m$  в любой момент времени.

Любая роторная система имеет множество собственных частот. **Собственная частота** — частота, с которой тело совершает свободные колебания. Собственная частота колебаний ротора определяется, если приложить к ротору постоянную по амплитуде возбуждающую силу и постепенно менять ее частоту. Частоты возбуждающей силы на амплитудно-частотной характеристике, которым соответствует максимум амплитуды колебаний, и будут собственными частотами вала.

Для простейшей одномассовой системы собственная частота колебаний определяется массой данной системы  $m$  и ее жесткостью  $C$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$



Любое нарушение поставленных условий приводит к увеличению степеней свободы, а допущение, что балка имеет распределенную массу, приводит к бесконечно большому числу степеней свободы.

Рассмотрим поведение ротора, опирающегося на две жесткие опоры (рис. 3.2). При этом будем считать, что диск с массой  $m$  посажен на невесомый вал с эксцентриситетом  $e$ , т. е. центр масс  $S$  диска смещен относительно оси вала  $O$  на величину эксцентриситета. Для того чтобы исключить из рассмотрения действие силы веса, вал расположим вертикально.

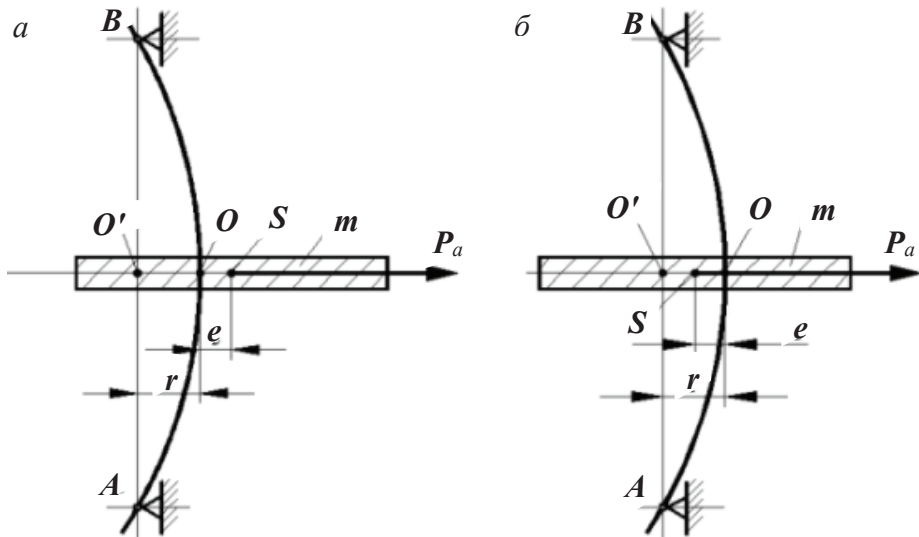


Рис. 3.2. Модель одномассового вертикально расположенного неуравновешенного ротора:

$a$  — при частоте вращения ниже собственной частоты;

$b$  — при частоте вращения выше собственной частоты

Ротор, у которого центр масс смещен от оси вращения на величину эксцентриситета  $e$ , называется неуравновешенным, а произведение  $em$  называется величиной дисбаланса или просто **дисбалансом**.

При вращении неуравновешенного ротора возникает центробежная сила. Если центробежная сила  $P'_a = me\omega^2$ , вызванная эксцентриситетом, действуя на ротор, вызывает его прогиб  $r$ , то при условии, что эксцентриситет и прогиб лежат на одной оси, суммарная центробежная сила составит  $P_a = P'_a + P''_a = m(e + r)\omega^2$ , где  $P''_a$  — центробежная сила, вызываемая прогибом ротора.

Суммарная центробежная сила уравнивается силой упругости вала, равной  $P_y = cr$ , где  $c$  — жесткость вала, определяемая аналогично жесткости балки, опирающейся по концам ( $c = 48EI/l^3$ ).

Тогда условие равновесия может быть записано в виде

$$m(e+r)\omega^2 = cr. \quad (3.1)$$

Решая уравнение (3.1) относительно прогиба вала, получим

$$r = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\frac{c}{m} - \omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\omega_0^2 - \omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\omega_0^2} \frac{1}{1 - \alpha^2}, \quad (3.2)$$

где  $\bar{P}'_a = P'_a/m$ ,  $\alpha = \omega/\omega_0$ , а  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$  — собственная частота поперечных колебаний аналогичной балки на двух опорах или, что то же самое, невращающегося вала.

Важнейшим отличием представленной модели ротора от стационарных систем является то, что приведенная сила  $\bar{P}'_a = e\omega^2$  является не постоянной величиной, а функцией от круговой частоты вращения  $\omega$ , значит можно записать

$$r = e \frac{\alpha^2}{1 - \alpha^2}. \quad (3.3)$$

Таким образом, рассматривая прогиб вращающегося вала под действием центробежной силы, с приближением частоты вращения вала  $\omega$  к собственной частоте изгибных колебаний невращающегося вала  $\omega_0$  прогиб возрастает и достигает бесконечности при совпадении этих частот (см. рис. 3.3). Значит, при  $\alpha = 1$  мы имеем дело с явлением, полностью совпадающим с резонансом двухопорной одномассовой системы.

Далее представим себе невращающийся вал, на который действует вращающаяся в плоскости  $XOY$ , перпендикулярной к оси вала, сила  $P_a$  (см. рис. 3.4).

В этом случае (при отсутствии демпфирования, т. е. при  $\beta = 0$ ) перемещения вала под действием этой силы можно описать следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} x &= A_x \cos(\omega t - \gamma_x), \\ y &= A_y \sin(\omega t - \gamma_y). \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

В результате использования правил сложения взаимно перпендикулярных гармонических колебаний, имеющих одинаковую частоту, получаем, что траектория результирующего движения, происходяще-

го в плоскости  $XOY$ , при сдвиге фаз между колебаниями  $\pi/2$  и равных амплитудах колебаний представляет собой окружность с радиусом

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} = e \frac{\alpha^2}{1 - \alpha^2}.$$

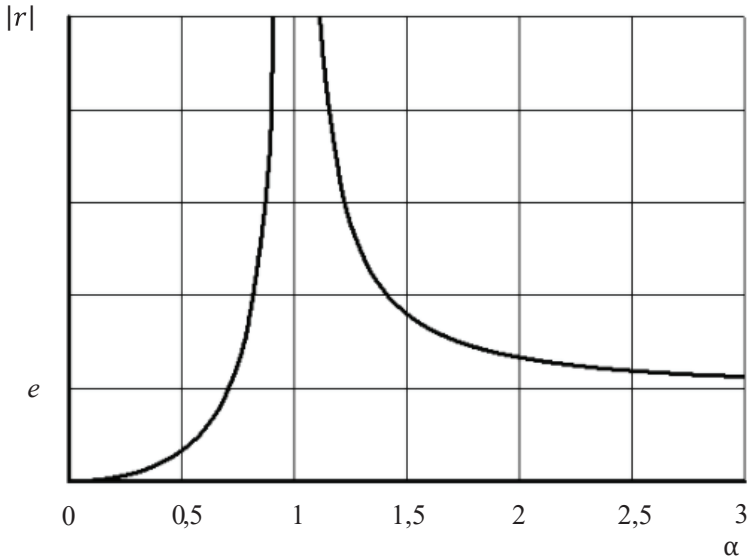


Рис. 3.3. Зависимость прогиба ротора от относительной частоты вращения  $\alpha = \omega/\omega_0$

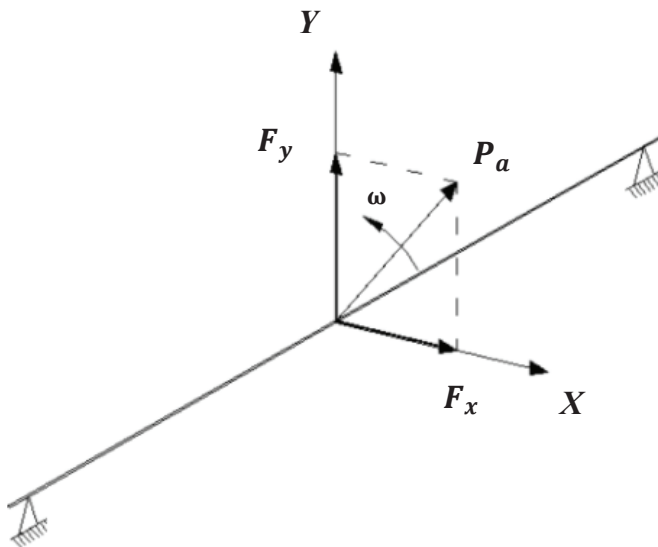


Рис. 3.4. Модель неподвижного вала, на который действует вращающаяся сила

Таким образом, под воздействием силы, вращающейся с угловой скоростью  $\omega$ , упругая линия неподвижного ротора также вращается в направлении вращения силы с той же угловой скоростью, т.е. вращение неуравновешенного вала и есть его колебания.

Поскольку при колебаниях рассмотренного выше вращающегося вала на абсолютно жестких опорах плоскость максимального прогиба вращается вместе с валом, вал не испытывает знакопеременных деформаций. Это также означает, что, в отличие от колебаний балки, при колебаниях вращающегося вала круглого сечения на жестких опорах внутреннее трение отсутствует и не может демпфировать колебания вала.

Преобразуем формулу (3.2) к следующему виду:

$$\frac{r}{e} = \frac{\alpha^2}{1 - \alpha^2}. \quad (3.5)$$

Из полученного выражения можно легко получить, что если до резонанса ( $\alpha < 1$ ) прогиб вала совпадает с направлением действия центробежной силы, вызванной наличием эксцентриситета, то после прохождения резонанса ( $\alpha > 1$ ) прогиб направлен в сторону, противоположную эксцентриситету (см. рис. 3.2, б).

После прохождения резонанса прогиб вала с ростом частоты вращения уменьшается и при  $\alpha \rightarrow \infty$   $r/e \rightarrow -1$  (см. рис. 3.3). Это явление, называемое **самоцентрированием**, означает, что на достаточном удалении от резонансной частоты вращения вал стремится вращаться не вокруг своей оси, а вокруг центра масс. И в этом еще одна особенность колебаний вращающегося вала.

Частота вращения вала, при которой наблюдается наибольший его прогиб, называется **критической частотой вращения**. В рассматриваемом случае (а также во всех других случаях, когда не учитывается демпфирование в системе) критическая частота вращения равна собственной частоте изгибных колебаний вала.

**Ротор, рабочая частота вращения которого выше критической частоты вращения, называется гибким ротором; в противном случае ротор называется жестким.**

Данное определение гибких и жестких роторов носит название классического. В дальнейшем мы придем к выводу, что указанная формулировка нас не всегда удовлетворяет с точки зрения анализа динамики роторов, в частности роторов на магнитном подвесе.

Специалисты в области вибрационной надежности машин в настоящее время чаще пользуются другой формулировкой: **ротор можно считать жестким, если во всем возможном диапазоне его частот вращения упругими прогибами ротора можно пренебречь**, т. е.  $r \ll e$ . В противном случае ротор следует считать гибким.

Следует отметить, что все сделанные выводы останутся справедливыми и для вала, расположенного горизонтально (рис. 3.5). Если под действием своего веса в состоянии покоя вал будет иметь статический прогиб  $y_0$ , то его ось будет несколько искривлена. При вращении уравновешенного вала ( $e = 0$ ) он будет вращаться именно вокруг этой искривленной оси. Неуравновешенный же вал ( $e \neq 0$ ) прогнется вследствие появления неуравновешенной силы дисбаланса еще на дополнительную величину  $r$  и колебания будут происходить относительно линии статического прогиба вала.

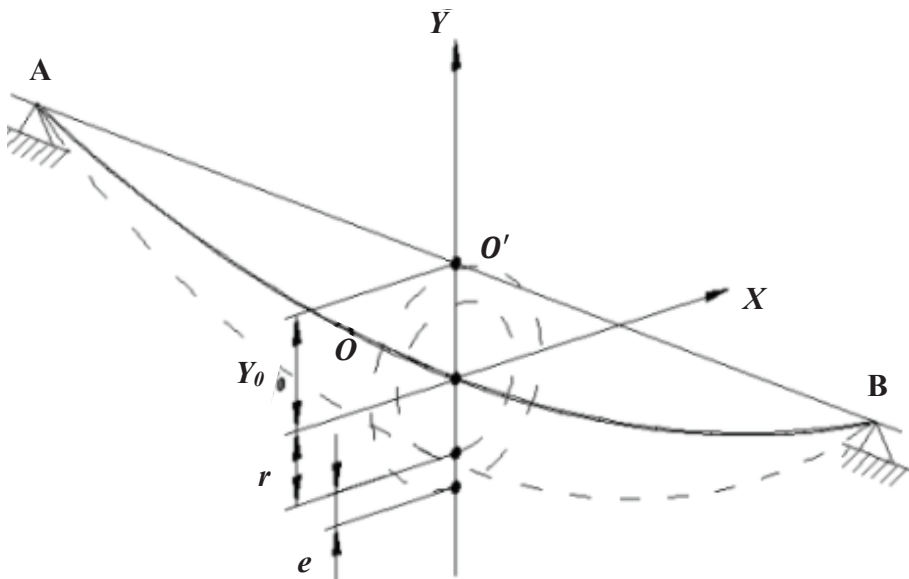


Рис. 3.5. Колебания горизонтального ротора относительно линии статического прогиба

Перед дальнейшим рассмотрением колебаний валов необходимо отметить разнообразие их форм движения. Кроме собственного вращения вала с угловой скоростью  $\omega$ , ротор и его диски могут совершать прецессионное движение. **Прецессионным движением** называется движение упругой линии вала, которое, в общем случае, является неза-

висимым и может вовсе не совпадать с движением вращения. Если направление вращения упругой линии совпадает с направлением вращения вала, то такая прецессия называется прямой. Если направления вращения противоположны, — обратной прецессией.

Если угловая скорость вращения упругой линии вала совпадает с угловой скоростью вращения самого вала не только по направлению, но и по величине, то такое движение называется прямой синхронной прецессией. Обозначив угол между направлением динамического прогиба вала и осью  $X$  через  $\varphi$ , для прямой синхронной прецессии можно записать условие  $\dot{\varphi} = \omega$ . При этом угол между направлением прогиба и направлением эксцентриситета  $\gamma$ , т. е. направлением действия центробежной силы, при заданном значении  $\omega$  есть постоянная величина  $\gamma = \text{const}$ .

В частности, в рассмотренном выше случае мы наблюдаем именно прямую синхронную прецессию, когда угол  $\gamma = 0$  (направление прогиба и действующей силы совпадают) при частотах вращения ниже критической частоты вращения и  $\gamma = \pi$  (прогиб направлен в сторону, противоположную эксцентриситету) при частотах вращения, превышающих критическую. Возможна и обратная синхронная прецессия. В этом случае плоскость упругой линии вращается в направлении, противоположном вращению вала, но с такой же угловой скоростью, т. е.  $\dot{\varphi} = -\omega$ .

### **3.1.2. Вал с диском посередине на податливых изотропных опорах без трения**

В реальных условиях опоры не являются абсолютно жесткими и вовлекаются вращающимся валом в процесс колебаний. Если пренебречь массой опор, то в простейшем случае их можно схематизировать в виде пружин (см. рис. 3.6).

Предположим для упрощения, что обе опоры одинаковы и что жесткости их в вертикальном и поперечном направлении также одинаковы. Такие опоры, имеющие одинаковые жесткости в вертикальном и поперечном направлениях, называются изотропными. Тогда для определения критической частоты вращения следует рассмотреть равновесие системы, как это было сделано в предыдущем разделе, но учесть при этом не только упругую деформацию вала под воздействием цен-

тробежной силы от дисбаланса, но и упругую деформацию опор. Статическим прогибом вала можно по указанным выше причинам пренебречь (рис. 3.7).

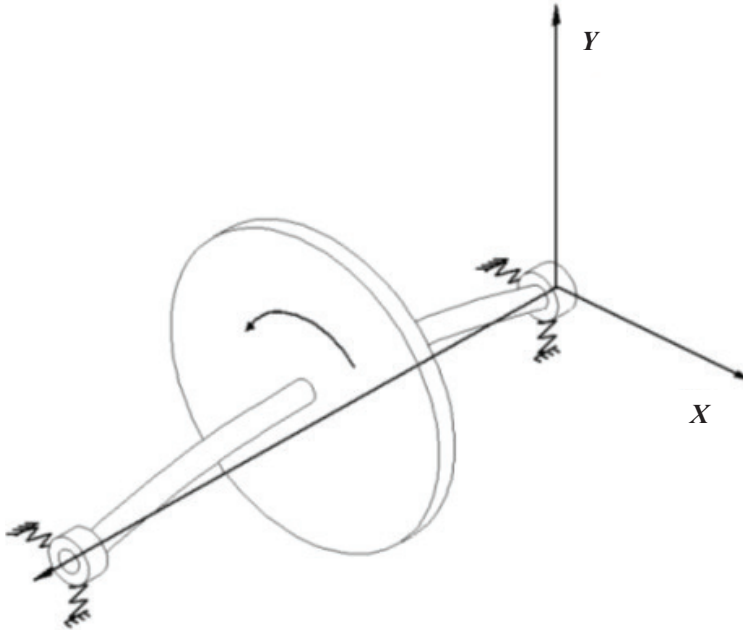


Рис. 3.6. Модель вала на податливых изотропных опорах

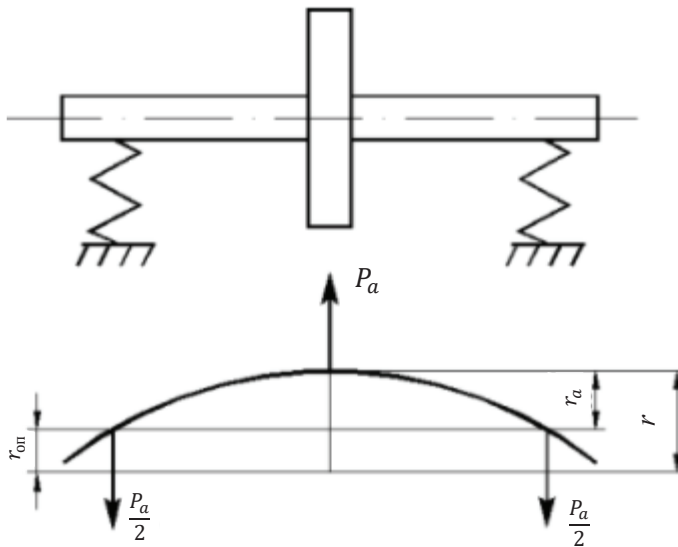


Рис. 3.7. Схема деформаций гибкого вала на податливых опорах

С учетом податливости опор центробежная сила, вызванная эксцентриситетом, вызывает прогиб вала  $r_B$  и смещение опор в том же направлении  $r_{оп}$ . Суммарная центробежная сила составит

$$P_a = P'_a + P''_a + P'''_a = m(e + r_B + r_{оп})\omega^2. \quad (3.6)$$

Центробежная сила  $P_a$  по-прежнему уравнивается силой упругости вала  $P_y$ , равной  $P_y = c_B r_B$ , т. е.

$$m(e + r_B + r_{оп})\omega^2 = c_B r_B, \quad (3.7)$$

а перемещение опор связано с центробежной и, следовательно, с силой упругости вала

$$r_{оп} = \frac{1}{2} \frac{P_a}{c_{оп}} = \frac{1}{2} \frac{P_y}{c_{оп}} = \frac{1}{2} \frac{c_B}{c_{оп}} r_B. \quad (3.8)$$

Подставив выражение (3.8) в (3.7) и решив относительно прогиба вала, получим

$$r_B = \frac{m e \omega^2}{c_B - m \omega^2 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{c_B}{c_{оп}}\right)} = \frac{e \omega^2}{\omega_0^2 - \omega^2 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{c_B}{c_{оп}}\right)}, \quad (3.9)$$

где  $\omega_0 = \sqrt{c_B/m}$  — собственная частота вала на жестких опорах.

Резонанс вала на податливых опорах при отсутствии трения, как и вала на жестких опорах в аналогичных условиях, соответствует бесконечно большому прогибу вала, который наступит при условии равенства знаменателя в выражении (3.9) нулю:

$$\omega = \omega_{0c} = \omega_0 \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{2} \frac{c_B}{c_{оп}}}}, \quad (3.10)$$

где  $\omega_{0c}$  — критическая частота вращения вала на податливых опорах или собственная частота системы вал — опоры.

Из формулы (3.10) видно, что критическая частота вращения вала на податливых опорах ниже собственной частоты вала на жестких опорах и поправка зависит от соотношения жесткостей вала и опор.

Представим критическую частоту ротора на податливых опорах как  $\omega_{0c} = \sqrt{c_c/m}$ , где  $c_c$  — приведенная жесткость системы вал — опоры.



Значение  $c_c$  получим из выражения (3.10), подставив значения критических частот вала на податливых и жестких опорах:

$$\sqrt{\frac{c_c}{m}} = \sqrt{\frac{c_B}{m}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{2} \frac{c_B}{c_{оп}}}},$$

откуда

$$c_c = \frac{2c_{оп}c_B}{2c_{оп} + c_B}. \quad (3.11)$$

На рис. 3.8 представлена зависимость относительной приведенной жесткости системы  $c_c/c_B$  от отношения жесткостей опор и вала  $c_{оп}/c_B$ . Если жесткость опор значительно выше жесткости вала, то приведенная жесткость системы определяется практически только жесткостью вала. Если жесткость опор значительно меньше жесткости вала, приведенная жесткость определяется практически жесткостью опор. Наибольшее изменение приведенной жесткости происходит тогда, когда жесткость опор и жесткость вала представляют собой величины одного порядка.

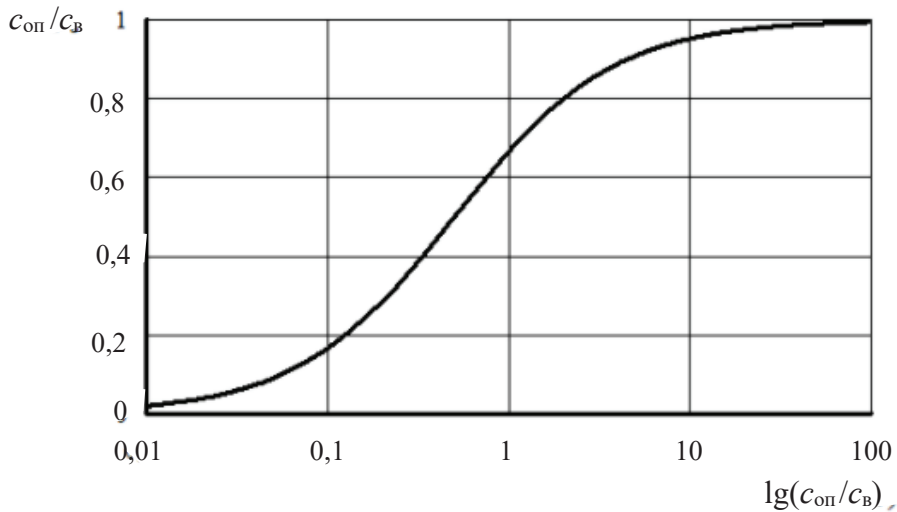


Рис. 3.8. Зависимость относительной приведенной жесткости системы  $c_c/c_B$  от отношения жесткостей опор и вала

Используя приведенную жесткость системы, выражения (3.2) и (3.3) можно записать аналогично выражениям для вала на жестких опорах:

$$r = \frac{me\omega^2}{c_c - m\omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\frac{c_c}{m} - \omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\omega_{0c}^2 - \omega^2} = \frac{\bar{P}'_a}{\omega_{0c}} \frac{1}{1 - \alpha_c^2}, \quad (3.12)$$

$$\frac{r}{e} = \frac{\alpha_c^2}{1 - \alpha_c^2}, \quad (3.13)$$

где  $r$  — суммарное смещение центра вала от оси вращения ( $r = r_{\text{оп}} + r_{\text{в}}$ );  $\alpha_c = \omega/\omega_{0c}$ .

### 3.1.3. Вал с диском посередине на опорах с трением

Анализ, выполненный в предыдущих разделах, исключал наличие сил трения. Более того, было показано, что при колебаниях вала на жестких опорах внутреннее трение в принципе отсутствует, поскольку отсутствуют знакопеременные деформации вала. В то же время при вращении вала силы сопротивления определяются не только внутренним трением. Возникают силы трения между валом и внешней средой, а также силы трения в опорах. Эти силы характеризуют так называемое внешнее демпфирование колебаний вала. Величина демпфирующих сил будет зависеть от абсолютных перемещений или скоростей движения точек самого вала.

Приняв силы трения, возникающие, прежде всего, в опорах (трение о внешнюю среду можно считать пренебрежительно малым), пропорциональными скорости движения точки центра массы, т. е. приняв за основу действие так называемых вязких сил трения, мы можем получить закономерности, описывающие колебания вала в проекциях на оси  $OX$  и  $OY$ :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_{0x}^2 x &= e\omega^2 \cos \omega t, \\ \ddot{y} + 2h\dot{y} + \omega_{0y}^2 y &= e\omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \right\}, \quad (3.14)$$

где приведенная сила от дисбаланса  $e\omega^2 = \bar{P} = \frac{P}{m} = \frac{me\omega^2}{m}$ .

Решение уравнений (3.14) можно получить в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= x_c + x_{\text{в}}, \\ y &= y_c + y_{\text{в}} \end{aligned} \right\}, \quad (3.15)$$

где

$$\left. \begin{aligned} x_c &= N_x e^{-h_x t} \cos(\bar{\omega}_{0x} t + \psi_x), \\ y_c &= N_y e^{-h_y t} \cos(\bar{\omega}_{0y} t + \psi_y), \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

$$\left. \begin{aligned} x_b &= e \lambda_x \alpha_x^2 \cos(\omega t - \gamma_x), \\ y_b &= e \lambda_y \alpha_y^2 \sin(\omega t - \gamma_y). \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

В уравнениях (3.16) и (3.17)  $\bar{\omega}_{0x}$  и  $\bar{\omega}_{0y}$  — частоты собственных колебаний системы в горизонтальном и вертикальном направлениях с учетом демпфирования;  $\lambda_x$  и  $\lambda_y$  — динамические коэффициенты для двух направлений;  $\gamma_x$  и  $\gamma_y$  — начальные фазы. Величины  $\lambda_x$ ,  $\lambda_y$ ,  $\gamma_x$  и  $\gamma_y$  определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \lambda_x &= \frac{1}{\sqrt{(1 - \alpha_x^2)^2 + \alpha_x^2 \beta_x^2}}; \\ \operatorname{tg} \gamma_x &= \frac{\alpha_x \beta_x}{1 - \alpha_x^2}; \\ \lambda_y &= \frac{1}{\sqrt{(1 - \alpha_y^2)^2 + \alpha_y^2 \beta_y^2}}; \\ \operatorname{tg} \gamma_y &= \frac{\alpha_y \beta_y}{1 - \alpha_y^2}, \end{aligned}$$

где  $\alpha_x = \omega / \omega_{0x}$ ;  $\alpha_y = \omega / \omega_{0y}$ ;  $\beta_x = 2h_x / \omega_{0x}$ ;  $\beta_y = 2h_y / \omega_{0y}$ .

Смещения  $x$  и  $y$  представляют собой сумму смещений при свободных и вынужденных колебаниях. Свободное движение диска вращающегося вала представляет собой совокупность двух затухающих колебаний. Такие колебания возникают при кратковременном воздействии какой-либо внешней силы либо при изменении центробежной силы от неуравновешенности, например при переходе от одной частоты вращения неуравновешенного вала к другой. Центр диска при свободном движении в общем случае описывает эллиптическую спираль.

По истечении некоторого времени свободные колебания прекращаются, а движение диска будет определяться только вынужденными колебаниями.

Вынужденные колебания рассмотрим для частного случая изотропных опор, т. е.  $\omega_{0x} = \omega_{0y} = \omega_0$ ;  $\lambda_x = \lambda_y = \lambda$ ;  $\beta_x = \beta_y = \beta$ ;  $\gamma_x = \gamma_y = \gamma$ .

Траекторию вынужденного движения центра диска получим путем исключения из уравнений (3.17) времени, для чего возведем в квадрат обе части равенств (3.17) и сложим их почленно:

$$x_b^2 + y_b^2 = r_b^2 = e^2 \lambda^2 \alpha^4.$$

Подставив  $\lambda = \frac{1}{\sqrt{(1-\alpha^2)^2 + \alpha^2 \beta^2}}$  в эту формулу, запишем:

$$r = \frac{e \alpha^2}{\sqrt{(1-\alpha^2)^2 + \alpha^2 \beta^2}}. \quad (3.18)$$

Из последнего видно, что траектория вынужденного движения центра диска есть окружность радиуса  $r$ , где радиус соответствует прогибу вала. С ростом относительной частоты  $\alpha$  величина прогиба  $r$  возрастает и вблизи  $\alpha = 1$  достигает максимальных значений, зависящих от относительного коэффициента сопротивления  $\beta$  (рис. 3.9).

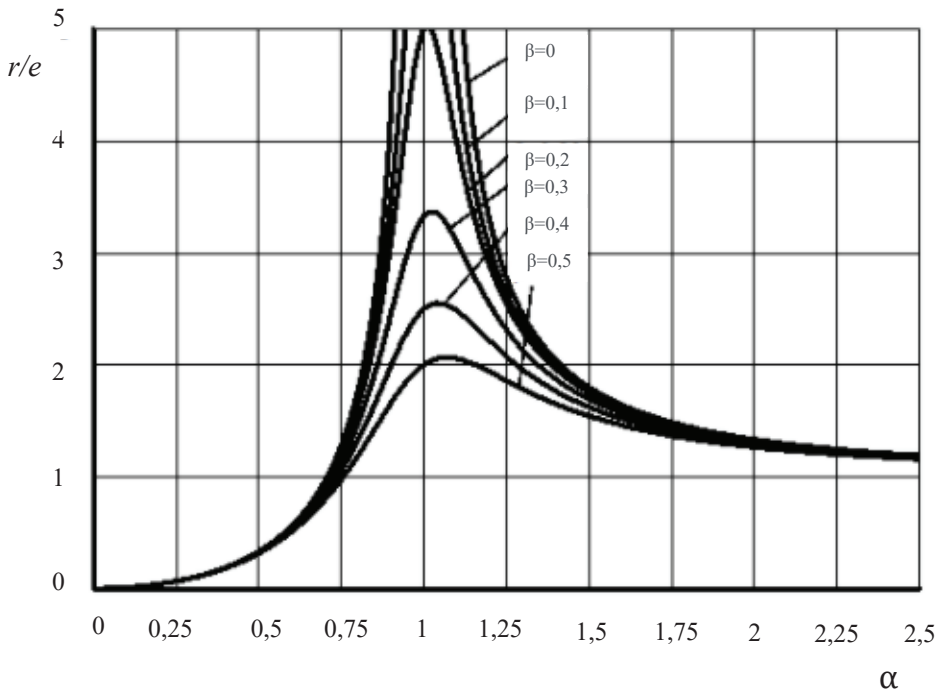


Рис. 3.9. Амплитудно-частотная зависимость для одномассового ротора на изотропных опорах с учетом демпфирования

Следует отметить одну особенность. Максимумы коэффициента динамичности  $\lambda$  с ростом демпфирования достигаются при значениях  $\alpha$ , несколько меньших единицы, что, как уже указывалось ранее, есть результат снижения собственной частоты системы под воздействием трения. Максимальные же значения прогиба вращающегося вала смещаются в сторону значений  $\alpha$ , несколько больших единицы, и это смещение увеличивается с ростом демпфирования. Данное смещение объясняется зависимостью центробежной силы от частоты вращения, что и характеризуется появлением  $\alpha^2$  в числителе выражения (3.18). Поэтому с ростом частоты вращения, после достижения значения коэффициента динамичности  $\lambda$  максимальной величины, и с началом его уменьшения прогиб вала продолжает еще возрастать, поскольку в этот момент приращение силы с ростом частоты вращения оказывает большее влияние на прогиб, нежели уменьшение коэффициента динамичности.

При наличии демпфирования направление прогиба вала в общем случае не совпадает с направлением центробежной силы от дисбаланса. Угол наклона вектора  $r$  к оси  $x$  найдем из условия

$$\operatorname{tg} \varphi = y/x = \operatorname{tg}(\omega t - \gamma), \quad (3.19)$$

где  $\gamma$  — угол между направлением действия силы и прогибом вала.

Следовательно, радиус-вектор  $r$  вращается с угловой скоростью  $\omega$  в ту же сторону, что и вал, и отстает от вектора-эксцентриситета  $e$  на угол, равный  $\gamma$ , т. е. имеет место прямая синхронная круговая прецессия. Угол же  $\gamma$  определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\alpha \beta}{1 - \alpha^2}. \quad (3.20)$$

При угловой скорости, значительно меньшей собственной частоты колебаний вала, направления векторов практически совпадают. По мере приближения частоты вращения к собственной частоте вала прогиб начинает отставать от направления силы и на резонансной частоте ( $\alpha = 1$ ) угол между направлением силы от неуравновешенности и прогибом составляет  $\pi/2$ , т. е. вектор эксцентриситета опережает вектор прогиба на угол  $\gamma = \pi/2$ . При этом коэффициент динамичности  $\lambda$  достигает максимума и прогиб (3.18) становится равным

$$r = e/\beta = \pi e/\eta, \quad (3.21)$$

где  $\eta$  — логарифмический декремент колебаний. После прохождения резонанса на достаточном удалении от него вектор эксцентриситета

опережает вектор прогиба на угол  $\pi$ , т. е. направление прогиба противоположно направлению действия силы (рис. 3.10).

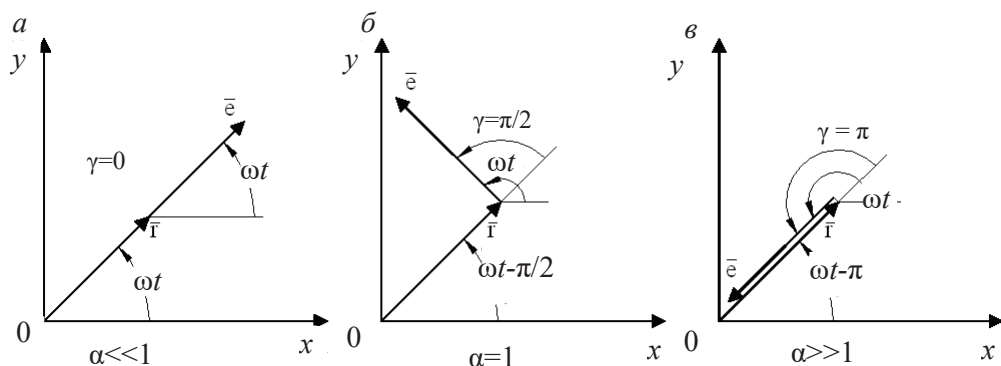


Рис. 3.10. Векторная диаграмма смещений центра диска при различных угловых скоростях:  
 $a - \alpha \ll 1$ ;  $б - \alpha = 1$ ;  $в - \alpha \gg 1$

В заключение раздела следует подчеркнуть еще раз один важный для практики вывод. С учетом демпфирования *критическая частота вращения вала, под которой понимается частота, соответствующая максимальному прогибу вала, не совпадает с частотой собственных колебаний и смещается относительно собственной частоты в сторону более высоких частот вращения.*

Такой эффект отчасти объясняется самой природой сил вязкого трения, которые, как известно, направлены навстречу вектору скорости перемещения объекта. Естественно, что чем выше скорость смещения объекта (или амплитуда его виброперемещений/виброскорости), тем выше силы вязкого трения, сопротивляющиеся данному смещению. Другими словами, демпфирование выступает не только в роли сил трения, но и как ужесточающий фактор, который тем активнее проявляется, чем ниже жесткость опор. Чтобы убедиться в справедливости данного вывода, можно провести следующий эксперимент — попытаться ускорить процесс закрытия двери, оснащенной доводчиком, — чем сильнее давить на дверь, тем больше она будет этому сопротивляться.

В практике турбостроения ужесточающий эффект демпфирования можно наблюдать, например, при переводе ротора с цилиндрических (лимонных) опорных подшипников на сегментные, обладающие более высокими коэффициентами демпфирования, что принципиально возможно наблюдать на агрегатах, склонных к срыву в автоколе-

бания. При этом, с одной стороны, наблюдается эффект уменьшения перемещений вала в плоскостях опор, что, как уже отмечалось, эквивалентно ужесточению опор (повышению жесткости масляного клина), но с другой стороны — наблюдается и увеличение прогиба вала в пролете на критических частотах вращения (см. п. 3.1.2), что ведет, например к опасности задеваний в проточной части. Таким образом, введение дополнительного трения в роторную систему неоднозначно отражается на ее динамических свойствах и должно сопровождаться соответствующими исследованиями.

### 3.1.4. Колебания многодискового ротора

Колебания многодискового ротора, как и колебания систем с  $n$  степенями свободы, характеризуются наличием  $n$  собственных частот колебаний, каждой из которых соответствует своя форма колебаний. Совокупность амплитуд, соответствующих  $k$ -й собственной частоте, образует  $k$ -ю главную форму колебаний. Если, например, в качестве модели ротора взять невесомый изотропный вал с тремя дисками, гироскопическими моментами которых пренебрегаем, то такой ротор будет иметь три собственные частоты, которым соответствуют три главные формы колебаний, аналогичные формам колебания балки с тремя точечными массами, показанным на рис. 3.11. Следовательно, с ростом частоты вращения ротор последовательно пройдет три значения критических угловых скоростей, совпадающих (или близких) с круговыми частотами поперечных колебаний. При этом прогибы ротора на критических скоростях будут соответствовать формам поперечных колебаний и именно по этой форме резко возрастать (см. рис. 3.11).

Этот вывод справедлив и при произвольном числе дисков. Невесомый вал, несущий  $n$  дисков, будет иметь такое же число критических скоростей.

Ротору с распределенной массой соответствует бесконечное количество собственных частот, главных форм колебаний и, следовательно, критических скоростей. Валу постоянного сечения с распределенной массой, установленному на жестких шарнирных опорах, соответствуют, как и для аналогичной балки, главные формы, имеющие вид

$$Y_k = A \sin \frac{k\pi}{l} x,$$

где  $k = 1, 2, 3, \dots$  — целое число.

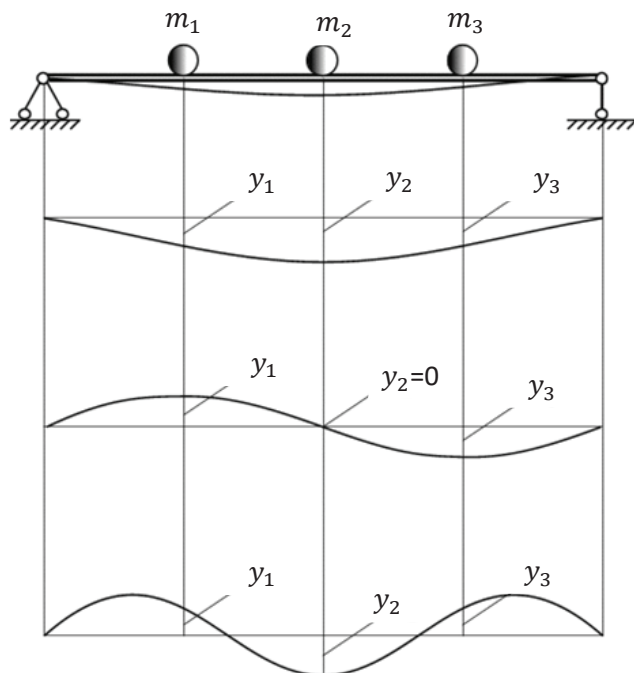


Рис. 3.11. Система с тремя степенями свободы и ее собственные формы колебаний

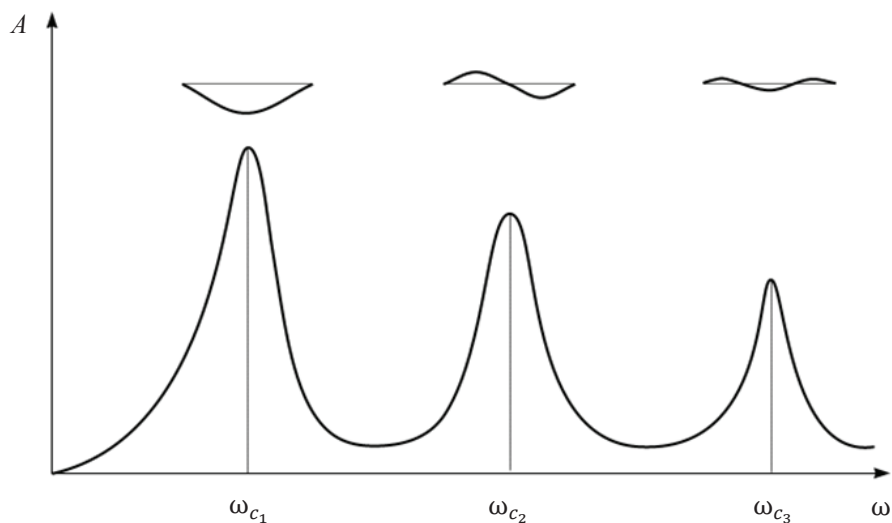


Рис. 3.12. Амплитудно-частотная зависимость колебаний двухопорной балки с постоянной жесткостью и равномерно распределенной массой при вынужденных колебаниях:  $\omega$  — частота вынуждающей силы;  $\omega_{c_1}$ ,  $\omega_{c_2}$ ,  $\omega_{c_3}$  — собственные частоты системы по трем первым формам колебаний соответственно; вверху показаны соответствующие собственные формы



Формы прогибов вала постоянного сечения представляют собой ряд синусоид с одной, двумя, тремя и т. д. полуволнами. Критические скорости вращения, как и собственные частоты, возрастают пропорционально квадрату номера формы:  $1 : 4 : 9 : \dots : n^2$ .

Между главными формами колебаний вала, как это рассматривалось и для колеблющейся балки, существует связь, называемая условием ортогональности. Физический смысл условия ортогональности состоит в том, что работа инерционных сил при колебаниях по одной главной форме на перемещениях по другой главной форме всегда равна нулю, что означает энергетическую независимость главных форм. Применительно к вращающимся валам это означает, что инерционные силы, вызванные неуравновешенностью вала и распределенные по длине вала пропорционально прогибам по одной главной форме колебаний, вызовут колебания вала только по этой форме колебаний и не могут вызвать их по любой другой главной форме. Частным случаем условия ортогональности, важным при балансировке роторов, является следующее: система дискретных уравновешивающих грузов, распределенных вдоль оси ротора по определенным законам, может в большей или меньшей степени вызывать колебания по различным формам. Степень возбудимости той или иной формы зависит от степени приближенности распределения инерционных центробежных сил, вызываемых дискретными грузами, к непрерывному распределению сил неуравновешенности по соответствующей форме. Однако и при использовании единичных балансировочных грузов может соблюдаться ярко выраженный принцип ортогональности по отношению к определенным формам колебаний. Например, центробежная сила от единичного груза, установленного в середине пролета вала постоянного сечения с распределенной массой, возбудит колебания вала по всем нечетным формам (1, 3 и т. д.), для которых точка приложения силы будет расположена в сечениях, где колебания вала максимальны для данной формы (в сечениях пучности колебаний по соответствующей форме). В то же время такой груз не окажет влияния на колебания вала по всем четным формам, для которых точка приложения силы будет находиться в узлах соответствующих форм (см. рис. 3.13, *а*), поскольку работа этих сил (равная произведению сил на перемещения) равна нулю. Аналогично, пара сил, создающая моментную нагрузку на ротор, может вызвать колебания по всем четным формам и не вызовет колебания по всем нечетным формам, для которых силы не расположены в узлах (см. рис. 3.13, *б*).

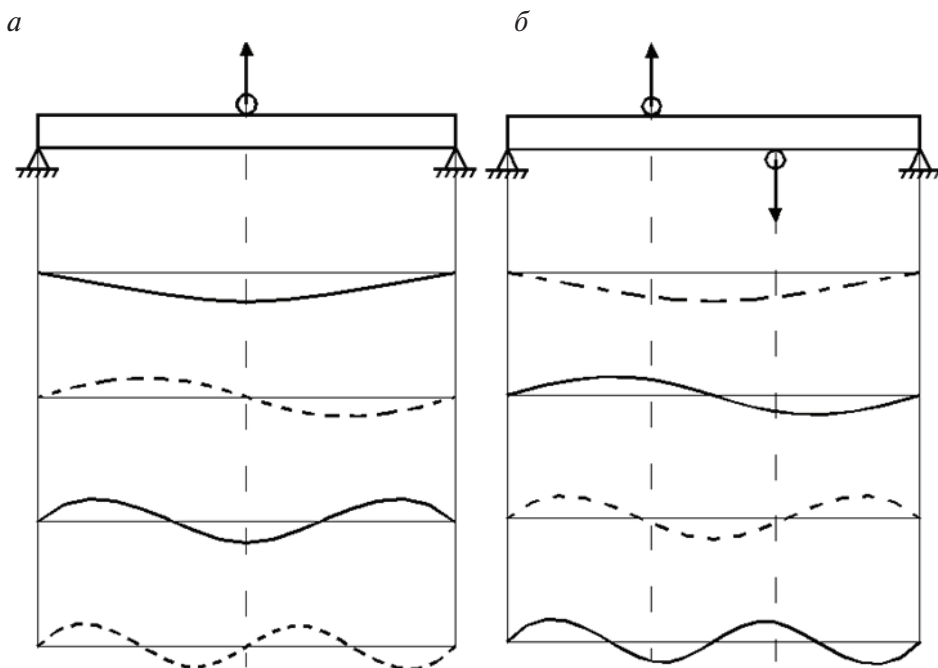


Рис. 3.13. Формы колебаний вала:

*а* — под действием единичного груза;

*б* — пары сил (—) реализующиеся формы; (---) — нереализующиеся

## 3.2. Особенности динамики агрегатов на магнитном подвесе

### 3.2.1. Основные факторы, определяющие колебания турбоагрегата на магнитном подвесе

Вращающийся валопровод в классической постановке задачи опирается через масляную пленку на вкладыши, которые установлены в корпуса подшипников, опирающиеся на элементы фундамента (см. рис. 3.14) [14]. В общем случае каждый из этих элементов (масляный клин, корпус подшипника и фундамент) обладает определенными свойствами жесткости и демпфирования. Общая или интегральная жесткость (податливость) и демпфирование опоры будут определяться суммарной деформируемостью и способностью к демпфированию каждого из этих элементов.

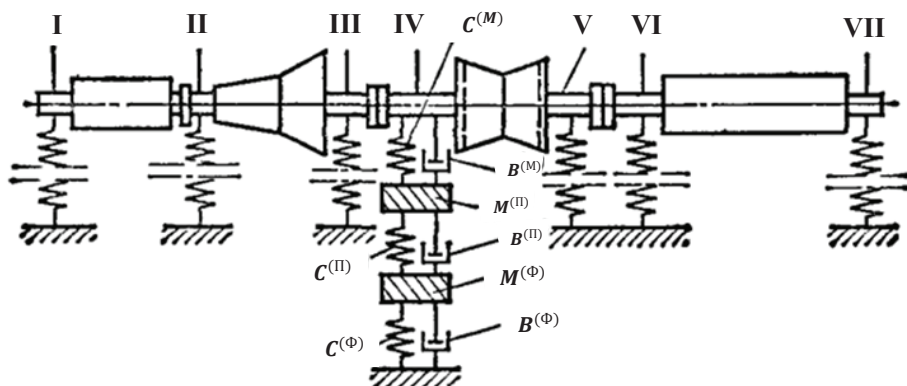


Рис. 3.14. Расчетная схема валопровода

Учитывая все вышесказанное, можно выделить следующие факторы, которые будут определять уровень вибрационной активности турбоагрегата [14]:

- 1) силы, вызывающие вибрацию;
- 2) степень отстройки колеблющейся системы от резонансов;
- 3) характеристика демпфирования;
- 4) жесткость системы.

Как можно видеть, только один из перечисленных факторов (силы) имеет активный характер, остальные — лишь определяют степень интенсивности проявления этих сил.

Рассмотрим подробнее каждый из этих факторов. По-прежнему пока будем пренебрегать свойствами магнитного подвеса как объекта управления и фактора, способного оказывать активное воздействие на динамику роторной системы.

### Низкая жесткость системы

Динамическая жесткость магнитного подвеса в том понимании, которое рассматривается в классической механике (отклонение системы от положения равновесия под действием приложенной единичной силы), на порядок меньше жесткости подшипников жидкостного трения.

Значения достигаемых жесткостей зависят от производителя, назначения агрегата, ресурсов самого подвеса и т. д.

Существующие данные позволяют говорить лишь о некотором диапазоне достигаемых жесткостей, которые принимают значение от 25 000 до 70 000 Н/мм.

При этом с ростом частоты вращения ротора жесткость магнитного подвеса растет, а демпфирование наоборот снижается (рис. 3.15) [15].

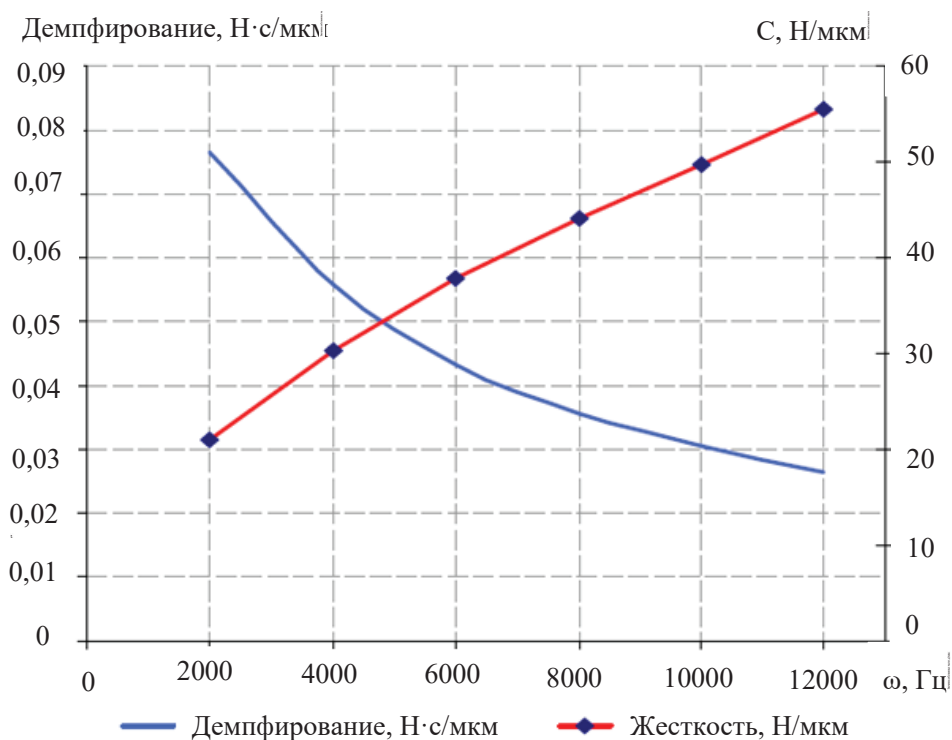


Рис. 3.15. Зависимость коэффициентов жесткости (правая ось) и демпфирования (левая ось) в магнитном подшипнике от скорости вращения ротора

Низкая жесткость подвеса, как следует из рис. 3.15, будет определять и низкий уровень жесткости всей системы, которая, как известно, определяется жесткостью наиболее податливого элемента. Поэтому в дальнейшем мы пренебрежем остальными звеньями системы, представленной на рис. 3.14.

Низкая жесткость будет определять значительные виброперемещения ротора под действием даже относительно небольших по значению сил.

Другими словами, при одном и том же качестве уравнивания уровень вибрации ротора на магнитном подвесе будет выше, чем у такого же ротора на подшипниках скольжения.

Именно это обуславливает необходимость иметь относительно высокий воздушный зазор (до 0,5 % радиуса цапфы ротора) в магнитном подшипнике, более высокие зазоры в проточной части и т. д.

Рассуждения, приводимые Ю. Н. Журавлевым в своей работе [16], согласно которым увеличенный зазор в подшипнике делает «более высокий уровень вибрации ротора в АМП вполне естественным и допустимым», приводят к заблуждению, согласно которому «к качеству балансировки роторов, применяемых с магнитными подшипниками, обычно предъявляют менее строгие требования, как если бы ротор был установлен в подшипниках качения или скольжения» [17].

Вместе с тем, в том же ГОСТ Р ИСО 14839—4-2014 [17] отмечается, что хорошая уравновешенность ротора начинает играть важную роль в следующих случаях:

- при нарушениях в работе системы АМП (например, вследствие перегрузки или повреждения), когда ротор опускается на страхующие подшипники, поскольку от этого зависит износ (и ресурс) страхующих подшипников;
- малый дисбаланс ротора облегчает восстановление нормального режима работы за счет самих магнитных подшипников;
- хорошее качество балансировки ротора становится важным, если в нормальном режиме работы вращение ротора происходит вблизи или выше его критической скорости.

К этому можно добавить, что качественная балансировка:

- по меньшей мере, позволяет освободить ресурсы подвеса на компенсацию различного рода динамических воздействий, действующих на ротор в ходе эксплуатации;
- улучшает сохранность уплотнений в процессе эксплуатации и позволяет поддерживать их на минимальном уровне.

Таким образом, можно абсолютно уверенно утверждать, что роторы на магнитном подвесе должны уравниваться не хуже, а, возможно, даже лучше, чем роторы на классических подшипниках, что определяется низкой жесткостью их опорной системы.

Стоит обратить внимание на еще одну особенность динамики агрегатов на магнитном подвесе. Низкая жесткость опорной системы может являться причиной того, что на уровень вибрации ротора будут оказывать влияние газодинамические воздействия (пульсации перекачиваемого газа). Существует довольно много указаний на этот счет [18]. Однако, фактически, данные утверждения нельзя считать доказанными или как-то обоснованными.

### Отстройка от резонансов

При рассмотрении вопросов, связанных с отстройкой роторных систем от резонансов, очень часто речь идет о построении и анализе так называемой карты собственных частот.

Карта собственных частот ротора — это зависимость собственных частот (ось ординат) каждой формы колебаний ротора от жесткости опор (ось абсцисс).

На рис. 3.16 показана карта собственных частот некоего двухопорного ротора постоянной жесткости и с равномерно распределенной массой.

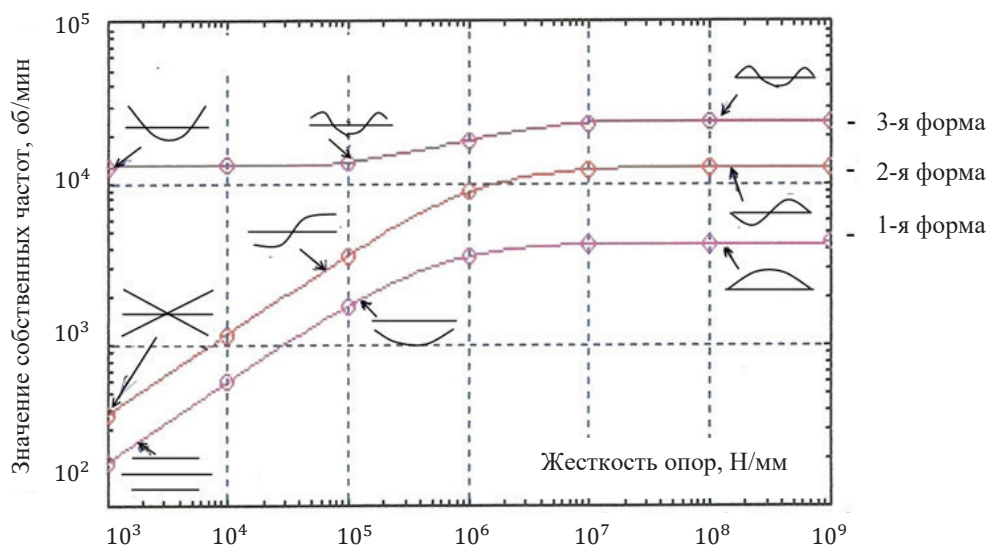


Рис. 3.16. Карта собственных частот вращения двухопорного ротора

Как можно увидеть, на рис. 3.16 показаны три линии, которые соответствуют первым трем собственным частотам (формам колебаний) ротора. Можно считать, что на правом обресте рисунка значения частот соответствуют частотам собственных форм колебаний ротора на абсолютно жестких опорах, на левом — частоты тех же форм на абсолютно податливых опорах.

На карте собственных частот ротора можно видеть, что, как было показано ранее, с уменьшением жесткости опор значения собственных частот снижаются. При этом значения собственных частот по первой и второй собственным формам колебаний стремятся к нулю на абсо-

лотно податливых опорах, а частоты третьей, так же, как и не показанных на рисунке более высоких форм, стремятся к некоторым постоянным, но не нулевым значениям.

Естественно, что изменение собственных частот ротора приводит и к изменению его форм изгибных колебаний.

Для удобства понимания этих изменений на рис. 3.16 нанесены схемы, показывающие, как меняются формы колебаний ротора с изменением жесткости опор.

Если на «абсолютно жестких» опорах все формы изгибные, а в точках расположения опор перемещение ротора нулевое (узлы колебаний совпадают с местами расположения опор), то на податливых опорах формы несколько изменяются (трансформируются) — величины упругих прогибов ротора при этом уменьшаются, а перемещения ротора в опорах увеличиваются. На «абсолютно податливых» опорах (будем считать их таковыми на левом обрезе рис. 3.16) первая форма превращается в колебания ротора как абсолютно твердого тела (без упругих деформаций самого ротора), которые происходят параллельно его оси вращения только за счет упругих деформаций опор. Вторая форма трансформируется в так называемые кососимметричные («веретенообразные») колебания ротора как твердого тела с узловой точкой в середине пролета. Более высокие формы колебаний всегда остаются изгибными, так как они, в отличие от первых двух форм, являются инерционно уравновешенными, т. е. инерционные силы в процессе колебаний одних участков ротора уравновешиваются инерционными силами других участков.

Необходимо обратить внимание на то, что уровень жесткостей, реализуемых в магнитных подшипниках, достаточен для того, чтобы первые две формы колебаний ротора имели упругий, а не твердотельный характер. Это замечание в меньшей мере касается второй формы колебаний.

В качестве примера на рис. 3.17 показаны формы колебаний ротора ЦБН НЦ-16 ДКС/100 на магнитном подвесе при жесткости подвеса 50 000 Н/мм.

Можно видеть, что первая форма колебаний ротора на магнитном подвесе не может быть названа твердотельной. Вследствие низкой ее энергоемкости ротор получает упругий прогиб даже при невысокой жесткости опорной системы, характерной для подвеса.

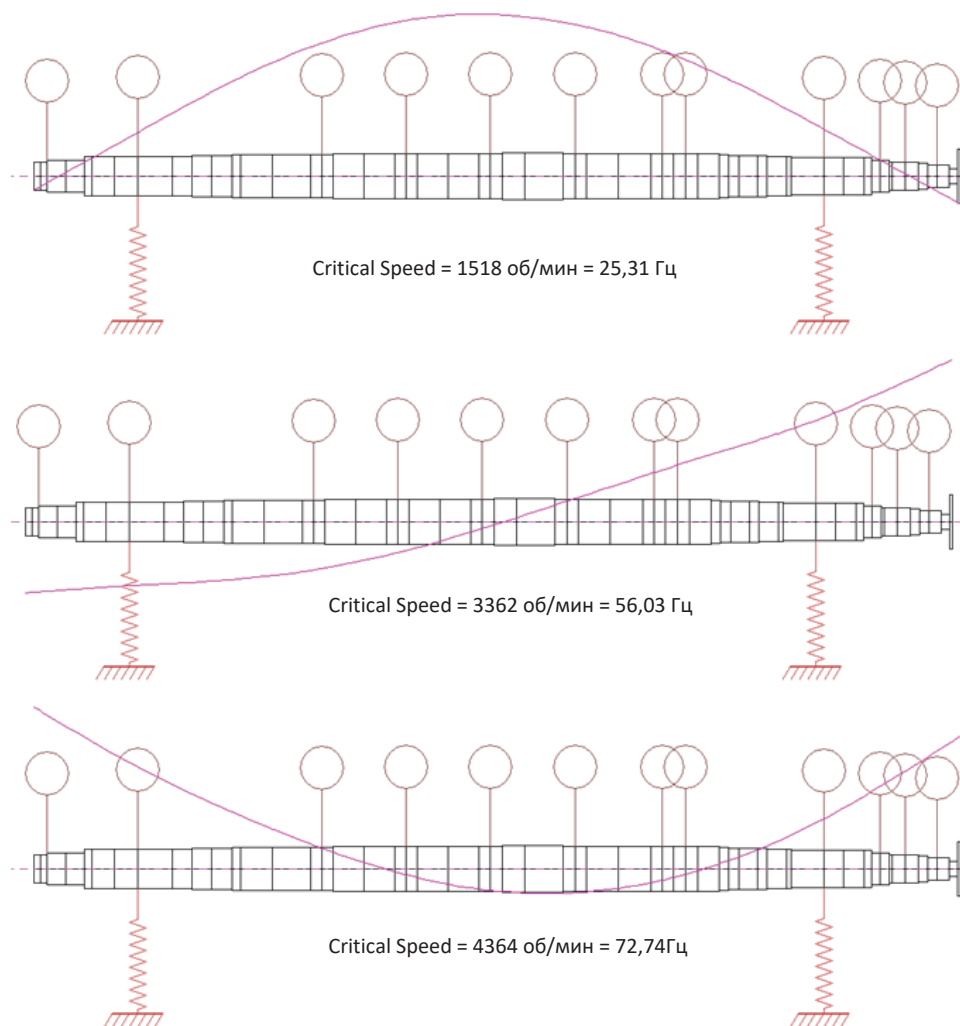


Рис. 3.17. Собственные формы колебаний ротора при жесткости опор 50 000 Н/мм

Такое поведение ротора является причиной определенного вида проблем, связанных с неустойчивостью (см. раздел 7.8).

Тем не менее, для роторов, работающих на магнитном подвесе, принято считать, что они являются жесткими, если значения их рабочих частот лежат ниже первой изгибной (3-й порядковой) критической частоты, а гибкими, соответственно, если рабочие частоты превосходят значение первой изгибной (3-й порядковой) критической частоты.

Это идет в разрез с классическим определением понятий жесткого и гибкого ротора, однако вполне соответствует современным пред-



ставлениям, согласно которым роторы принято делить на те, которые ведут себя как жесткое тело, и те, которые ведут себя как гибкое тело.

Низкий уровень жесткости опор подвеса приводит еще к одной проблеме — сложности отстройки роторов от резонансов.

На рис. 3.18 представлена карта собственных частот некоторого ротора с обозначением допустимых частотных диапазонов, для которых выполняется условие отстройки [19].

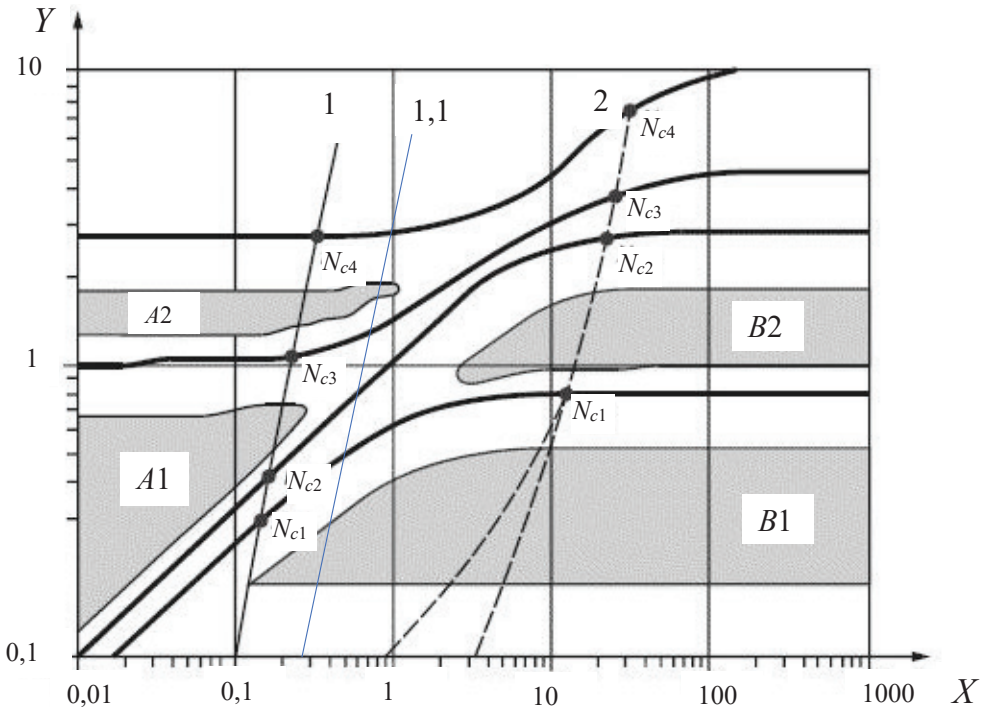


Рис. 3.18. Типичный портрет критических частот вращения однородного вала  
 1 — АМП; 1,1 — АМП с увеличенной жесткостью; 2 — подшипник жидкого трения;  
 $X$  — отношение жесткости подшипника к жесткости вала;  $Y$  — отношение частоты собственных колебаний к частоте первой изгибной колебаний;  $N_{c1}$  — критические частоты вращения;  $A1, A2, B1, B2$  — диапазоны возможных рабочих скоростей ЦБН с АМП и ПЖТ соответственно. На кривой 1 —  $N_{c1}$  и  $N_{c2}$  — собственные частоты твердотельных форм колебаний,  $N_{c3}$  и  $N_{c4}$  — собственные частоты изгибных форм колебаний ротора с АМП. На кривой 2 —  $N_{c1}$  и  $N_{c2}$  — собственные частоты изгибных форм колебаний ротора с ПЖТ

Фактически в ГОСТ Р ИСО 14839-2-2011 [19] не прописаны требования к необходимости отстройки ротора от собственных частот и соответствующие критерии отстройки. Подобные требования можно найти лишь в РТМ 108.020.21–83 «Агрегаты паротурбинные и га-

зотурбинные. Расчет критических частот валопровода», где указано, что агрегаты должны иметь 10 %-ную отстройку от критических частот.

С учетом этих требований на рис. 3.18 указаны диапазоны возможных скоростей вращения агрегатов на классических опорах и на магнитном подвесе. Из графика видно, что агрегаты на магнитном подвесе имеют гораздо более узкий диапазон допустимых частот вращения.

На практике данный диапазон может быть еще уже. В качестве иллюстрации этого на рис. 3.19 и 3.20 показаны карты собственных частот реальных агрегатов на магнитном подвесе с указанием ожидаемых диапазонов жесткости подвеса и диапазона рабочих частот вращения, из которых можно увидеть, что рабочий диапазон частот вращения ротора практически всегда находится вблизи, по крайней мере, одной из критических частот.

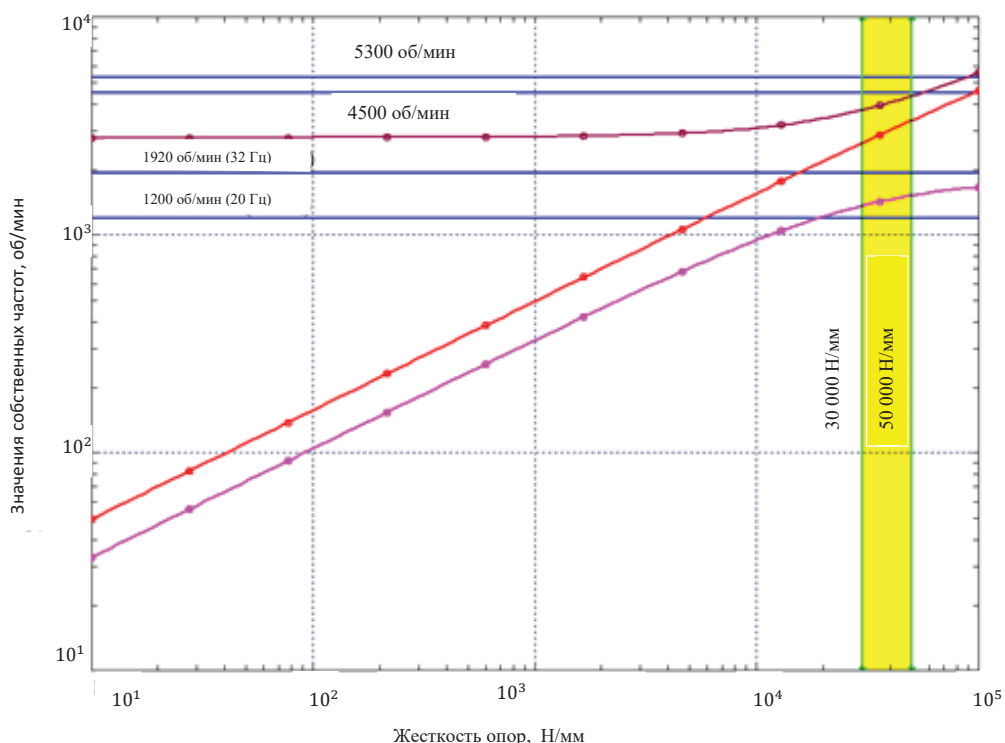


Рис. 3.19. Карта собственных частот ротора нагнетателя НЦ-16 ДКС/100

Поскольку рабочая частота вращения ротора на АМП почти всегда находится вблизи одной из критических частот, а также то, что при на-

боре оборотов ротор проходит два или три резонанса, у агрегатов подобного класса крайне высокая чувствительность к дисбалансу, что налагает определенные требования к демпфированию в системе «ротор — опора».

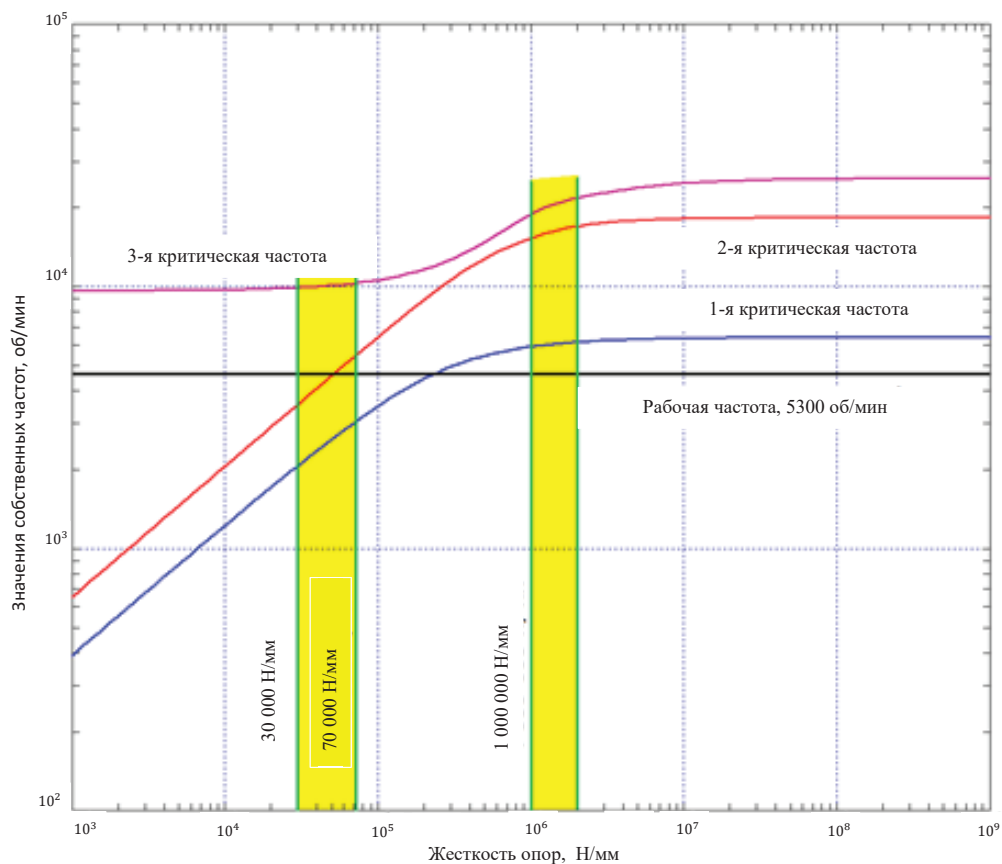


Рис. 3.20. Карта собственных частот ротора ЦБН типа 25 ГЦ2-340/85-120 МС0

### Демпфирование в магнитном подвесе

Трение в колебательных системах, в частности, если речь идет о колебаниях роторов, играет важнейшую роль — оно позволяет ограничить уровень амплитуд колебаний системы при проходе резонансных (критических) частот.

При колебаниях лопаточного аппарата в случаях, когда обеспечить отстройку от резонансов во всем требуемом диапазоне частот невозможно, в систему вводят дополнительные демпфирующие элементы,

которые позволяют снизить амплитуды колебаний, а следовательно, и уровни напряжений.

В агрегатах на магнитном подвесе, в котором уровень демпфирования незначителен, при прохождении критических частот вполне можно ожидать высоких уровней виброперемещений вала, которые по уровню будут превышать предупредительную (или даже аварийную) уставку.

Одним из методов облегчения прохождения критических частот ротором, который зачастую реализуют производители подвеса, — это программа оптимального демпфирования (ODC). Для ее реализации на промежуточных частотах увеличивается демпфирование в магнитном подвесе. Однако при большом остаточном дисбалансе ротора данная стратегия управления предъявляет повышенные требования к диапазону усилителя мощности и генерируемым силам. Поэтому реализацию данной стратегии возможно осуществить за счет того, что на промежуточных частотах вращения освобождаются ресурсы подшипника (жесткость подвеса на промежуточных частотах вращения ниже, а необходимость парирования динамических воздействий на ротор либо отсутствует, либо не является актуальной). На рабочей частоте вращения ресурсов подшипника на поддержание повышенного демпфирования, как правило, становится недостаточно и оно снижается до «номинального» уровня (рис. 3.21).

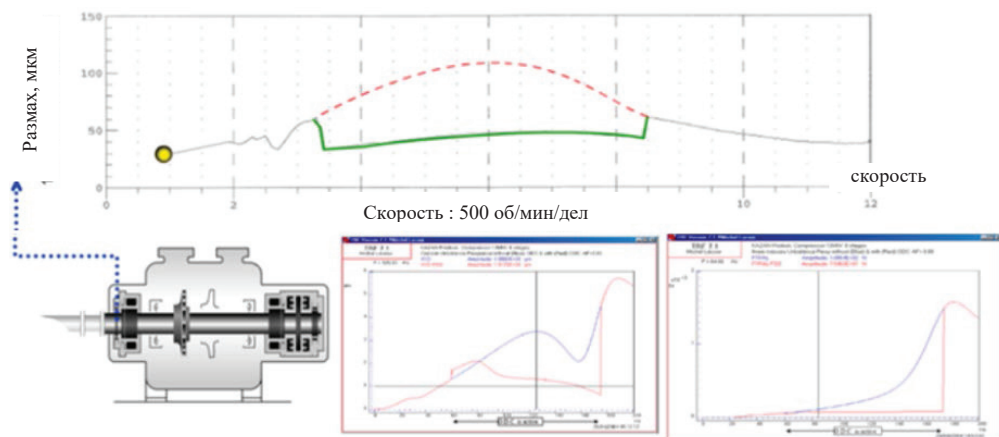


Рис. 3.21. Оптимальный контроль демпфирования (ODC)

Однако, как было показано в предыдущем разделе, агрегаты на магнитном подвесе зачастую имеют неудовлетворительную отстройку

от резонансов. По этой причине работа агрегата вблизи критических частот вращения заслуживает отдельного рассмотрения.

Вопросы поведения ротора вблизи резонансов рассматриваются в ГОСТ ИСО 21940–31–2016 [20].

При обнаружении повышенной вибрации первая попытка ее устранения состоит в проведении балансировки ротора на месте эксплуатации. Если при этом удастся устранить вибрацию с помощью относительно небольших корректирующих масс, это свидетельствует о высокой чувствительности машины к дисбалансу. Такое может быть, например, в случаях, когда рабочая скорость машины близка к ее резонансной скорости или если демпфирование колебаний в конструкции машины невелико.

Отметим, что обе из приведенных причин высокой чувствительности к балансирующим грузам справедливы для агрегатов на магнитном подвесе.

### **3.2.2. Магнитный подвес как фактор влияния на динамику агрегата**

Вибрация вала на АМП имеет свои характерные особенности, отличные от вибрации ротора на подшипниках скольжения, которые связаны, прежде всего, с принципом работы самого магнитного подвеса.

Вибрация ротора на подшипниках скольжения имеет полигармонический характер, т. е. складывается из составляющих, кратных частоте вращения агрегата ( $f_{вр}$ ). Как правило, число кратностей невелико:  $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1$ ,  $2$  и  $3$ . Результатом сложения этих субгармоник и гармоник является почти периодический негармонический сигнал, а вибрация агрегатов обычно нормируется в диапазоне от 10 до 1000 Гц, хотя значимая вибрация преимущественно лежит в диапазоне до 10–200 Гц.

Особенности вибрации ротора на активном магнитном подвесе определяются принципом работы САУ подвеса, которая стремится вернуть ротор в центр расточки подшипника. Частота, с которой происходит регулирование, достигает 40–50 кГц. Естественно, что с такой же частотой происходят и микроперемещения ротора в расточке подшипника. Таким образом, спектральный характер вибрации ротора на магнитном подвесе показывает не только «силовые» составляющие (от дисбаланса, расцентровок и прочее), но и результат движения ротора под воздействием активной системы управления. Поскольку

это воздействие есть результат определенной математической обработки сигналов положения ротора, то при воздействии и стационарных, и, особенно, нестационарных сил ротор совершает во многом хаотичные перемещения под влиянием активной системы управления, что в значительной мере определяется ее настройкой.

Таким образом, в отличие от агрегатов на подшипниках скольжения, вибрация вала которых связана, прежде всего, с наличием сил, вызывающих перемещения ротора, вибрация роторов на магнитном подвесе очень тесно связана с настройкой САУ АМП.

### 3.2.3. Уравнение динамики ротора на магнитном подвесе

При рассмотрении движения ротора на магнитном подвесе классическое уравнение движения ротора (3.14) должно быть дополнено еще одной составляющей — силой, с которой АМП воздействует на ротор  $F_b$ :

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = \bar{P} \cos \omega t + F_b. \quad (3.22)$$

Необходимость определения силы  $F_b$  существенно усложняет математическое описание движения ротора на магнитном подвесе.

Известно, например, что регулирование АМП возможно и по току, и по напряжению. От этого будет зависеть и математическое выражение искомой силы.

К плюсам регулирования по току можно отнести: применение простого управления и проектирование регулятора (ПД и ПИД) с высоким быстродействием; управление по току возможно при подвесе легких роторов и наличии достаточного ресурса напряжения.

При подвесе тяжелых роторов или весьма ограниченном ресурсе напряжения приходится учитывать инерционность электромагнитных процессов и использовать полное описание объекта управления, т. е. использовать управление по напряжению [16; 21].

В магнитном подвесе роторов центробежных нагнетателей природного газа распространение получило регулирование по току.

Математическое выражение силы, с которой подвес воздействует на ротор, записанное через токи, представлено, например, в [22; 23].

$$F_b = F_1 - F_2 = K \cdot \left( \frac{I_0 + I}{\sigma_0 + X} \right)^2 - K \cdot \left( \frac{I_0 - I}{\sigma_0 - X} \right)^2 = 4 \cdot K \frac{I_0}{\sigma_0^2} \cdot I - 4 \cdot K \frac{I_0^2}{\sigma_0^3} \cdot X, \quad (3.23)$$

где  $F_b$  — результирующая магнитная сила, действующая со стороны АМП на ротор;  $F_1, F_2$  — силы притяжения в электромагните;  $K$  — коэффициент пропорциональности;  $I_0$  — ток смещения (постоянная составляющая тока);  $\delta_0$  — номинальный радиальный зазор между катушкой АМП и ротором;  $X$  — радиальное перемещение вала;  $I$  — управляющий ток, меняющийся в процессе работы.

Силы, с которыми АМП действует на ротор, показаны на рис. 3.22.

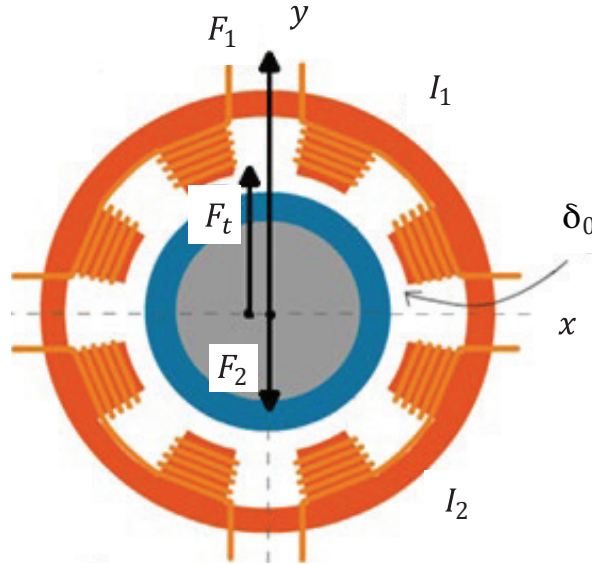


Рис. 3.22. Силы, действующие на ротор со стороны АМП

Из вышесказанного видно, что токи в магнитном подвесе разделяются на ток смещения и ток регулирования.

Пока ротор покоится на страховочных подшипниках, ток смещения, естественно, равен нулю:  $I_0 = 0$ . Как только ротор заlevитировали, он «всплывает» и «удерживается» в середине расточки, и ток регулирования  $I_0$  принимает какое-то постоянное значение. С точки зрения управления магнитным подвесом этот ток имеет важнейшее значение. С увеличением значения тока смещения растет и токовая жесткость подвеса и, как следствие, подвес становится более управляемым. Кроме того, с ростом токовой жесткости требуемые динамические качества подвеса достигаются при меньших коэффициентах усиления обратных связей и в результате система управления становится более помехозащищенной.



Однако с ростом токов смещения растут потери энергии, идущей на нагрев обмоток. Кроме того, снижается запас по току для обработки динамических нагрузок.

С другой стороны, на практике часто требуется, чтобы положение тела (ротора) в расточке подшипника оставалось постоянным независимо от величины статической нагрузки, т. е. требуется высокая статическая жесткость подвеса (рис. 3.23). Одним из путей решения данной проблемы является назначение высоких уровней токов смещения, реализуемые на невращающихся роторах.

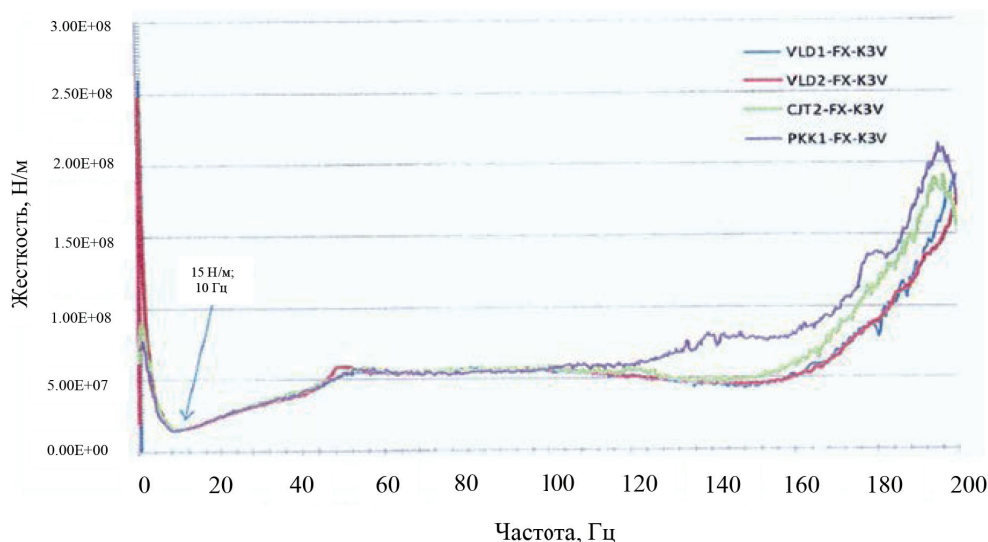


Рис. 3.23. Данные о физических измерениях коэффициентов жесткости АМП

Величина регулирующего тока  $I$ , подаваемая на обмотку АМП, служит для того, чтобы возвращать ротор в исходное положение при его отклонении.

Величина тока регулирования, естественно, определяется величиной смещения ротора относительно положения равновесия (см. формулу (3.22)).

Важнейшей особенностью уравнения (3.22) является то, что оно получено при условии линеаризации.

В общем виде ротор на магнитном подвесе — это нелинейная электромеханическая система третьего порядка, которая должна описываться соответствующей системой уравнений. Однако в инженерных приложениях осуществляется линеаризация этих уравнений в окрест-



ности положения его равновесия, что в предположении относительно незначительных виброперемещений ротора позволяет значительно упростить рассмотрение вопросов динамики и управления ротора на магнитном подвесе.

### 3.2.4. ПИД-регулятор и физический смысл коэффициентов ПИД-регулятора в роторных системах

Как и во многих других случаях автоматического регулирования, при регулировании положения ротора в расточке подшипника чаще всего используется пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор (ПИД-регулятор) с обратной связью.

Назначение ПИД-регулятора (рис. 3.24) состоит в поддержании заданного значения  $x_0$  некоторой величины  $x$  с помощью изменения другой величины  $u$ . Значение  $x_0$  называется заданным значением, а разность  $e = (x_0 - x)$  — невязкой, рассогласованием или отклонением величины от заданной.



Рис. 3.24. Схема ПИД-регулятора

Выходной сигнал регулятора  $u$  определяется тремя слагаемыми:

$$u(t) = P + I + D = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt},$$

где  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  — коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих регулятора.

Время дискретизации, постоянные интегрирования и дифференцирования определяются разработчиками подшипников на основе упру-

гомассовых и электромагнитных характеристик системы «ротор — магнитные подшипники» с учетом характеристик самих подшипников.

Управление позиционным положением центра шейки осуществляется обычно в темпе дискретизации измерений. В каждый момент времени определяется мгновенное положение шейки (зазор между валом и индуктивным датчиком) и сравнивается с положением относительно центра расточки подшипника (или точкой первоначального взвешивания ротора — точкой левитации). После каждого измерения, с некоторой задержкой с частотой быстрогодействия системы управления, происходит выдача сигналов управления (САУ АМП формирует ток регулирования) на перемещение шейки в расчетное положение. Поскольку изменение положения шейки ротора происходит в результате приложения позиционных сил, то эти силы полностью эквивалентны силам, определяемым как силы жесткости опор. Чем выше частота дискретизации и больше коэффициент усиления (пропорциональности)  $K_p$ , тем, в нашем понимании, выше жесткость подшипников.

Интегрирующая составляющая представляет собой интегральное положение шейки или за указанное время, или за указанное число оборотов, или за указанное количество дискретизаций (измерений). В любом случае интегрирование должно осуществляться за время не менее периода одного оборота. Тогда в результате интегрирования устанавливается точка (ось), относительно которой прецессирует шейка. Например, шейка должна прецессировать по окружности под воздействием дисбаланса в нерезонансной зоне частоты вращения, при равновесности подшипников по направлениям (рис. 3.25).

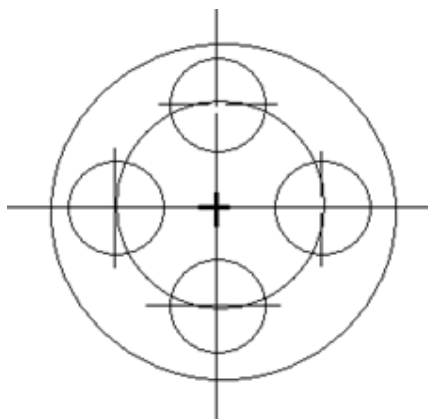


Рис. 3.25. Прецессия шейки ротора под воздействием дисбаланса

И если центр прецессии по прошествии одного оборота сохраняется в центре расточки, то сигнала рассогласования нет и нет изменения управляющих сигналов на магнитных подшипниках. В противном случае происходит изменение управляющих сигналов и центр прецессии перемещается в центр расточки. Мощность магнитного поля, установленная в момент левитации ротора, скорость изменения магнитного поля и интегральный коэффициент  $K_i$  определяют **жесткость подвеса** ротора в магнитных подшипниках, и эта жесткость практически постоянная (статическая жесткость подшипника). Это идеальная работа магнитных подшипников с интегральным регулированием (И-регулятор), но при этом не должно быть резких и особенно нерегулярных воздействий от внешней среды. Например, если изменение положения шейки обусловлено только дисбалансом, то система не должна на это движение шейки реагировать, но при условии, что прецессия шейки (вибрация шейки) не приводит к задеванию в подшипниках или в проточной части. Отсюда и другой очень важный вывод — для хорошей работы ротора в магнитных подшипниках с малой жесткостью подвеса требуется высокое качество балансировки. Например, если ротор работает далеко от резонансных частот и значения критических частот малы (1-й и 2-й), а значение 3-й критической частоты много выше рабочих оборотов, то достаточной будет лишь балансировка ротора как твердого тела. В случае, если значение 3-й критической частоты находится вблизи рабочих оборотов, то при балансировке ротора необходимо учесть и соответствующие упругие прогибы ротора.

При совместной работе пропорционального и интегрального регулирования (ПИ-регулятор) важны и абсолютные значения, и соотношение составляющих этих воздействий (т.е. значений  $K_p$  и  $K_i$  и их соотношение). Более того, при совпадении с какой-то точностью оси прецессии шейки с центром расточки подшипника, до определенных значений мгновенных смещений шейки, целесообразно вообще корректировать положение ротора только за счет интегральной составляющей. Иначе можно получить высокую жесткость опор и потерять динамические преимущества магнитных подшипников.

Что касается третьей составляющей регулирования — дифференциальной, то она противодействует не перемещению шеек, а скорости их перемещения, т.е. является аналогом демпфирования в подшипниках. Но здесь следует сделать одно важное замечание: в работах [24; 25] было впервые показано, что увеличение демпфирования

при очень податливых подшипниках может привести не к уменьшению вибрации, а к ее росту. Поэтому при осуществлении ПИД-регулирования необходимо учитывать и этот фактор. И опять важным оказываются значения всех коэффициентов пропорциональности и их соотношение.

Особо следует отметить возможность потери вибрационной устойчивости и даже возникновение автоколебаний, при неудачном выборе пропорциональной составляющей регулирования. Это еще важно и при наличии нестационарных и нерегулярных возмущений, воздействующих на ротор машины. Такие воздействия могут рассматриваться как некие помехи в системе контроля. А поскольку по самой сути ПИД-регулятор в своем отклике в принципе всегда запаздывает по отношению к воздействию, то резкое реагирование на указанные помехи может привести к неадекватной реакции на них уже после того, как это воздействие прекратится. Это, как уже указывалось, может привести к потере устойчивости ротора на магнитном подвесе.

Таким образом, с одной стороны, многие проблемы, связанные с неудовлетворительным вибрационным состоянием агрегатов на магнитном подвесе, могут быть связаны с недостаточным качеством настройки САУ АМП. С другой стороны, недостаточное качество настройки САУ АМП тоже может являться причиной повышенной вибрации агрегата.

### **3.3. Причины, вызывающие колебания роторов**

---

Вращающийся ротор является источником колебаний (динамических усилий) и одновременно элементом, который подвержен колебаниям: при вращении возникают колебания как самого ротора, так и других элементов системы «турбоагрегат — фундамент»: корпусов подшипников, статорных частей турбины.

Колебания роторов могут быть вызваны различными причинами.

#### **1. Неуравновешенность роторов.**

Это главная причина поперечных колебаний роторов. Неуравновешенность обусловлена несовпадением центра масс в поперечных сечениях ротора с геометрическим центром этих сечений. Мерой неуравновешенности ротора является дисбаланс (см. п. 3.1.1).

Любой ротор под воздействием своего веса прогибается в вертикальной плоскости (имеет статический прогиб), и ось его вращения, в общем случае, представляет собой кривую, лежащую в этой же плоскости (т. н. «веревочная кривая»). Однако статический прогиб жесткого ротора не оказывает какого-либо влияния на его колебания, и его ось вращения можно представлять как прямую, проходящую через подшипники (точнее, через центры шеек вала), см. п. 3.1.1.

Первичными причинами неуравновешенности являются неизбежные технологические отклонения и конструктивные особенности ротора, нарушающие его осевую симметрию.

Выделяют следующие виды неуравновешенности: статическая, моментная, динамическая.

Параллельное смещение осей (рис. 3.26) будет определять статическую неуравновешенность ротора, характеризуемую неравенством:

$$\sum \bar{F}_i = \sum m_i \bar{e}_i \omega^2 = m \bar{e} \omega^2 \neq 0.$$

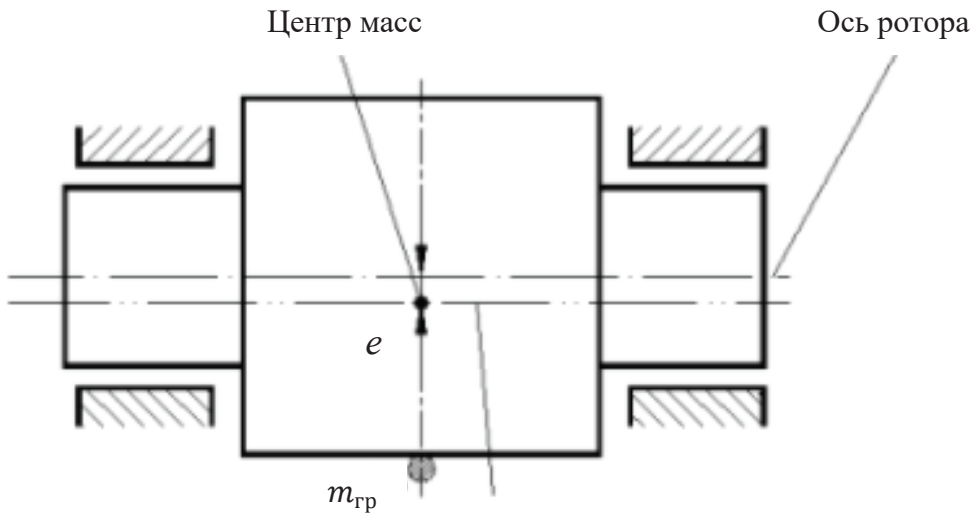


Рис. 3.26. Статическая неуравновешенность ротора

Это смещение может быть результатом технологических отступлений при изготовлении ротора, например, смещением на одинаковую величину шеек ротора относительно бочки при их проточке или параллельным смещением оси центрального отверстия или центральной расточки относительно оси бочки ротора.

При моментной неуравновешенности (рис. 3.27) главная центральная ось инерции пересекает ось вращения в точке центра масс ротора. Моментная неуравновешенность характеризуется неравенством

$$\sum \bar{M}_i = \sum [\bar{l}_i \bar{F}_i] = \sum m_i [\bar{l}_i \bar{e}_i] \omega^2 \neq 0.$$

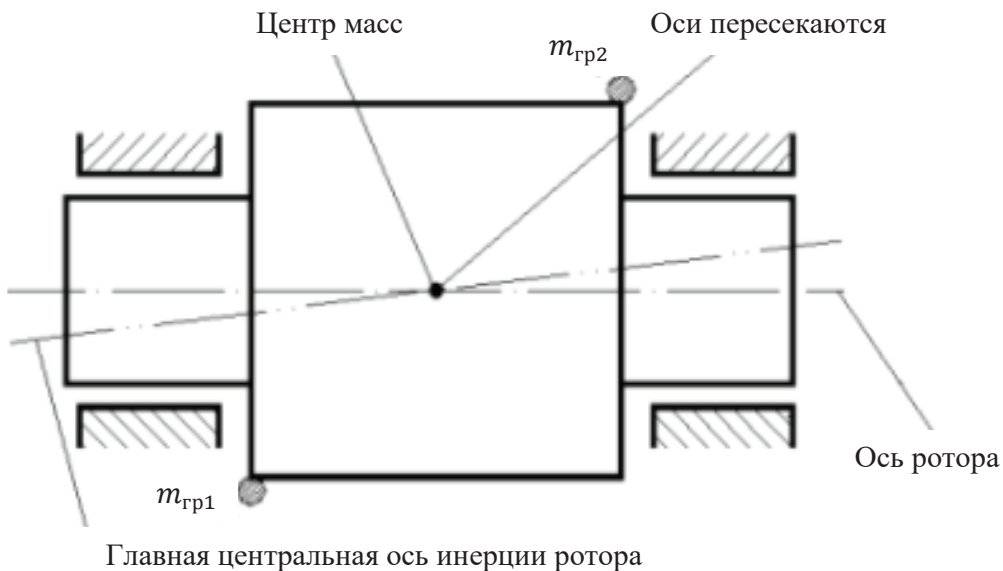


Рис. 3.27. Моментная неуравновешенность ротора

Такой вид неуравновешенности может возникнуть, например, при угловом несовпадении шеек ротора с осью бочки, угловым несовпадении оси сверления центрального отверстия или центральной расточки с осью бочки ротора и во многих других случаях. Этот вид неуравновешенности никаким образом не проявляет себя в статике, но стоит начать вращать ротор, как возникает момент от центробежных сил.

Динамической неуравновешенностью принято называть общий случай, т. е. когда имеются статическая и моментная неуравновешенности.

Если плоскости действия статической и моментной неуравновешенностей лежат не в одной продольной плоскости, то при этом главная центральная ось инерции и ось вращения вообще не пересекаются, а только перекрещиваются в пространстве (см. рис. 3.28).

Всякий ротор имеет множество дисбалансов, расположенных в различных сечениях. Причины появления дисбалансов заключаются, как

уже указывалось, в неточностях при изготовлении роторов (проточка, посадка насадных деталей, облопачивание), в неоднородности материала, из которого изготовлен ротор и его отдельные детали, в деформации роторов под воздействием температурных полей и т. д.

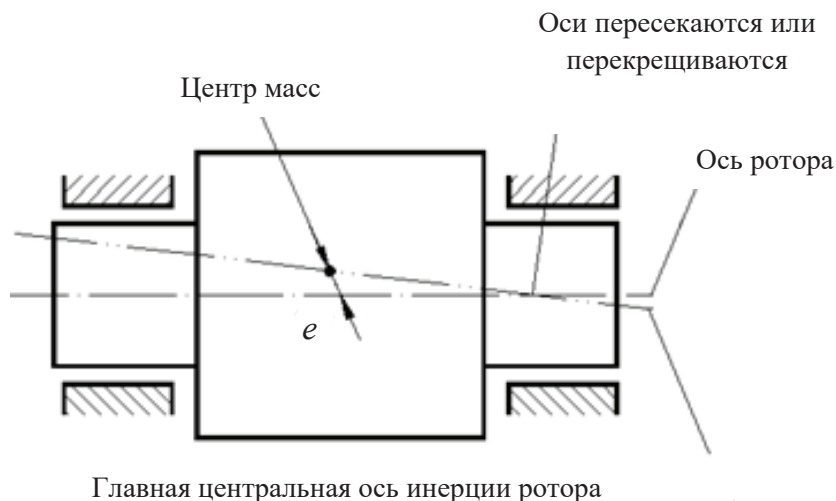


Рис. 3.28. Динамическая неуравновешенность ротора

## 2. Дефекты сборки и соединения роторов в валопровод.

В реальном турбоагрегате, представляющем собой многоопорную конструкцию с валопроводом, состоящим из нескольких соединенных роторов, установленную на такое сложное строительное сооружение, как фундамент, причем и турбоагрегат, и фундамент подвержены тепловым деформациям, вопросы вибрации тесным образом связаны с целым рядом монтажных и эксплуатационных проблем. Основными из них являются:

- 1) качество соединения роторов (центровка роторов);
- 2) монтажная центровка по опорам (полумуфтам);
- 3) эксплуатационная расцентровка опор.

Соблюдение соосности шеек смежных роторов — незыблемое правило соединения роторов в валопровод. В соединенном состоянии не допускается параллельное смещение и наклон шеек соединяемых роторов. Первый вид несоосности называется коленчатостью, второй — изломом осей (рис. 3.29). Особенно значительным влияние коленчатости будет при жесткой конструкции соединения и при малом

расстоянии между смежными опорами. В этом случае значительные динамические нагрузки на подшипники возникают из-за перераспределения статических (весовых) нагрузок на опоры: в пределе реакция каждой из опор меняется от нуля до максимального значения, когда весовая нагрузка от двух роторов воспринимается одной опорой (рис. 3.30). Колебания опор при этом будут находиться в противофазе. В случае, если опоры связаны между собой, например, находятся в одном корпусе, в спектре колебаний появляется вторая гармоника (колебания с двойной по отношению к оборотной частоте) и за счет косога нагружения корпуса подшипников возникает значительная осевая вибрация (рис. 3.30). Вибрацию от коленчатости невозможно устранить путем балансировки.

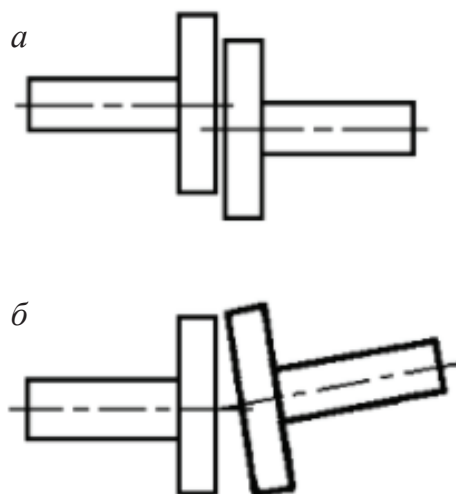


Рис. 3.29. Коленчатость — а и излом — б осей

Излом осей смежных роторов оказывает значительно меньшее влияние на вибрацию смежных опор. В худших условиях в этом случае находится та удаленная опора, на которую опирается более легкий ротор, или та, где имеется свободный конец валопровода. Обоим этим условиям удовлетворяет первая опора турбины. Излом осей может быть в некоторой мере (но не полностью) компенсирован балансировкой валопровода.

Несоосность роторов — дефект монтажного характера, проявляется при первом пуске из монтажа или ремонта. Диагностика дефекта в данном случае констатирует некачественный монтаж или ремонт. Хотя



в редких случаях в процессе эксплуатации могут возникнуть дефекты, дающие диагностические признаки, похожие на признаки несоосности. Такими дефектами являются ослабление крепежа полумуфт, разрыв болтов полумуфт, ослабление посадки полумуфты на роторе, прогиб ротора вблизи соединения или смежной опоры.

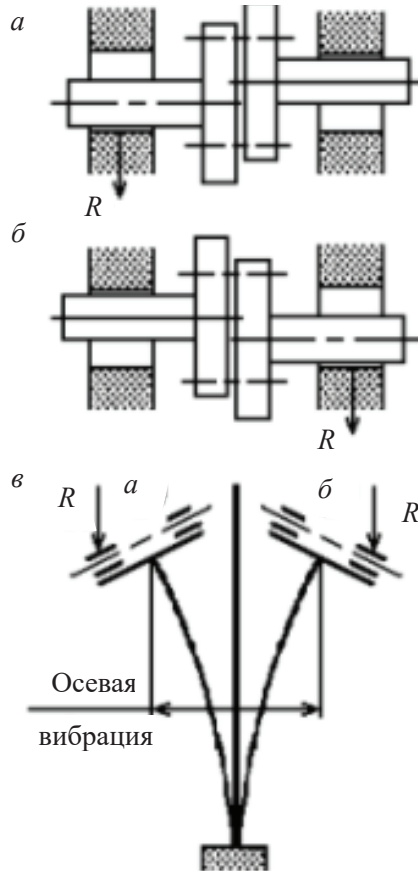


Рис. 3.30. Схема нагружения сопряженных подшипников, находящихся в одном корпусе, при коленчатости соединения валов

Взаимное положение осей соседних роторов при разобранных муфтах характеризует их центровку. Расцентровкой называют отклонение осей роторов, определяемое положением осей подшипников, на которые роторы опираются. Различают два вида расцентровок по муфтам: радиальную и торцевую (рис. 3.31) [26]. Радиальная расцентровка — расстояние между осями соседних роторов в плоскости муфты, торцевая — угол между этими осями.

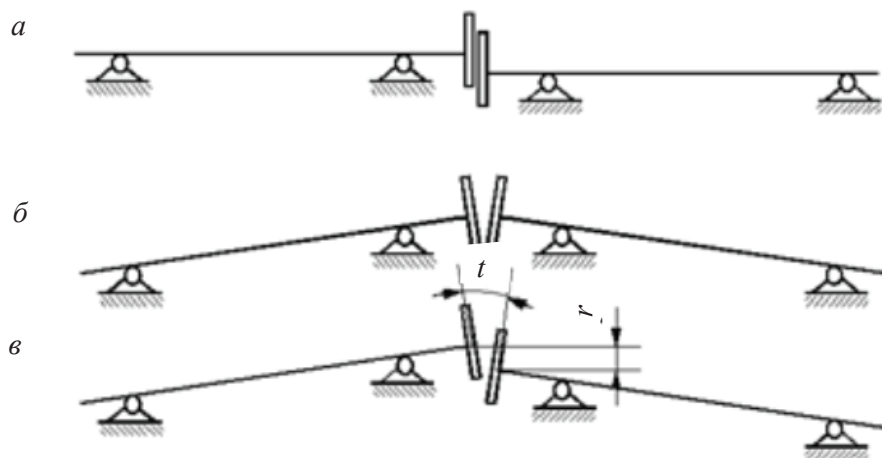


Рис. 3.31. Расцентровка, состояние роторов при разъединенных муфтах:  
*a* — радиальная расцентровка; *б* — торцевая расцентровка; *в* — общий случай:  
*r* — величина радиальной расцентровки; *t* — величина торцевой расцентровки

Важно отметить, что расцентровка по муфтам не имеет ничего общего с дефектами сопряжения роторов: коленчатостью и изломом оси.

Расцентровка при жестких муфтах не создает сама по себе возмущающих сил, ее влияние на вибрацию определяется изменением жесткости смазочного слоя опорных подшипников за счет изменения опорных реакций: при увеличении нагрузки на опору жесткость обычно увеличивается, и наоборот. Влияние этого фактора на вибрацию особенно велико вблизи резонанса, так как при этом небольшое изменение жесткости может вывести систему из резонанса или, напротив, существенно приблизить его. Масштаб изменений вибрации при расцентровке зависит от величины и места приложения возмущающих сил, вызванных, например дисбалансами. В то же время изменение опорных реакций приводит прежде всего к изменению жесткости масляного клина, а следовательно, к изменению приведенной жесткости опор. Это вызывает изменение собственных частот и собственных форм колебаний валопровода и возможное смещение резонансов, в т. ч. и приближение их к рабочей частоте вращения. При наличии остаточных дисбалансов роторов это может сопровождаться существенным изменением вибрационного состояния агрегата при изменении режима его работы.

Монтажная центровка по опорам (полумуфтам) выполняется с целью получения плавной линии валопровода. Под действием силы тя-

жести роторы, из которых составлен валопровод, упруго изгибаются. Если опоры будут выставлены таким образом, что центры сечения шеек будут находиться на одном уровне, то между смежными полумуфтами разъединенных роторов возникает радиальное и угловое смещение (рис. 3.32, а). При этом нагрузки на опоры от весов роторов соответствуют расчетным статическим нагрузкам. При соединении полумуфт (если считать, что качество соединения роторов безукоризненно, т. е. оси полумуфт после соединения совместятся в одну линию без смещения и излома) в роторах появляются моментные и поперечные нагрузки, а реакции опор перераспределяются — одни опоры загрузятся выше расчетных нагрузок, другие разгрузятся.

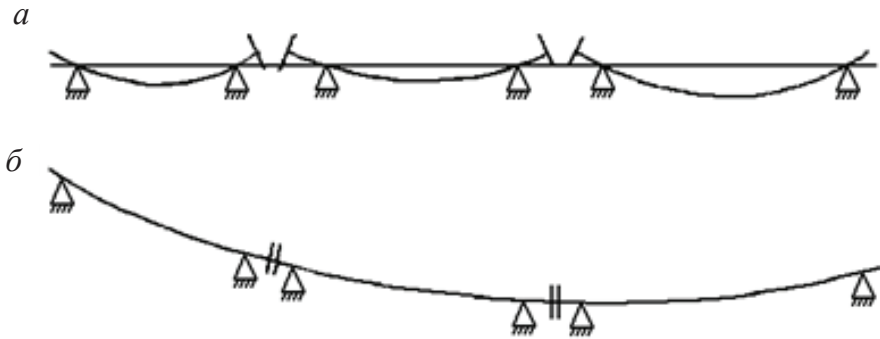


Рис. 3.32. Положение роторов турбин и подшипников

Чтобы исключить дополнительные напряжения в роторах и перераспределение нагрузок на опоры, необходимо в процессе монтажа выставить опоры таким образом, чтобы упругая линия одного ротора плавно переходила в упругую линию смежного ротора (рис. 3.32, б).

### 3. Неравножесткость сечений вала.

Если вал имеет такое сечение, что жесткость вала относительно взаимно перпендикулярных осей различна, то прогиб ротора от собственного веса зависит от углового положения ротора. При вращении ротора с частотой  $n$  появляется возмущающее воздействие с частотой  $2n$  и возникают колебания также с частотой  $2n$ . Источником возмущений в данном случае является собственный вес ротора.

Изгибная анизотропия роторов турбин в общем случае очень незначительна, несколько выше она для роторов генераторов. Причинами анизотропии могут служить шпоночные пазы на валу, неравномерный по окружности натяг насадных дисков и т. д. Но ряд возникающих де-

фектов сопровождается резким нарушением изотропии роторов. Так происходит при появлении поперечной трещины в роторе, разрушении стяжного крепежа в сборных роторах, разрушении болтов в соединительных элементах валопровода (полумуфтах, креплении насосного вала к ротору и т. д.). Увеличение как оборотной, так и появление значительной высокочастотной вибрации, прежде всего, с двойной и тройной оборотными частотами, для таких роторов служит признаком развития перечисленных дефектов.

#### *4. Дефекты шеек ротора и дефекты подшипников.*

К точности изготовления шеек ротора предъявляются жесткие условия. Эти требования прежде всего определяют предельные отклонения сечения шейки от круга. Эллиптичность шеек является результатом низкого качества изготовления или низкого уровня технологии изготовления роторов, результатом износа шеек роторов при длительной работе с разрушенной баббитовой заливкой вкладышей или при использовании грязного масла. При эллиптичности (овальности) шеек возникает колебательное движение шейки (за каждый оборот ротора центр шейки совершает два полных колебания), что вызывает колебания всего ротора с двойной по отношению к оборотной частотой. Эллиптичность шеек также нормируется допусками на отклонение сечения шейки от кругового.

Дефекты подшипников скольжения разделяются, прежде всего, по состоянию баббитовой заливки. Характерными повреждениями являются увеличенный или неравномерный износ заливки, выкрашивание или отслаивание ее, выплавление заливки. Неравномерный износ слоя заливки в подшипнике приводит к повышению склонности ротора к срыву в автоколебания, росту вибрации валов, к повреждению шейки вала.

При работе подшипников качения также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие сепараторы, кольца и тела качения. Основной вид выхода из строя подшипников качения — усталостное выкрашивание, как правило, вследствие нарушения условий смазки. Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к усталостному выкрашиванию и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, так как оно меньше наруж-

ного, и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Нарушения в работе подшипника качения изменяют вибрационное состояние объекта в целом: повышается вибрация вала, изменяется спектр вибрации, и могут привести к необходимости аварийного останова.

#### *5. Неконсервативные силы.*

Неконсервативные силы являются причиной самовозбуждающихся колебаний ротора (автоколебаний). Такие колебания происходят с частотами ниже частоты вращения агрегата и носят название «низкочастотная вибрация».

Основные неконсервативные силы:

- силы масляного возбуждения — силы масляного слоя в опорных подшипниках скольжения;
- переменные по окружности усилия на рабочих лопатках, вызываемые неравномерностью протечек рабочего тела по окружности в периферийных уплотнениях, — венцовые силы;
- неравномерное распределение давлений по окружности бандажа рабочих лопаток, вызываемое нарушением осесимметричного течения газа через уплотнения ступени, — надбандажные силы;
- неравномерное распределение давления по окружности вала в лабиринтных уплотнениях, вызываемое также нарушением осесимметричности течения газа через уплотнения, — лабиринтные силы.

#### *6. Внезапные динамические воздействия на ротор.*

К основным внезапным динамическим воздействиям на ротор или валопровод относятся:

- а) внезапная разбалансировка ротора при поломке и обрыве рабочих лопаток;
- б) короткое замыкание в цепи электрического генератора или несинфазное его включение;
- в) сейсмическое воздействие на агрегат.

Эти и другие внезапные динамические воздействия вызывают переходные процессы колебаний роторов, валопровода, фундамента. При этом резко изменяются вибрации как с оборотной и кратными ей частотами, так и с собственными частотами указанных систем.

### **3.4. Вибрация с оборотной частотой, высокочастотная, низкочастотная вибрация**

---

В общем случае вибрация турбоагрегата носит характер сложных (негармонических) периодических колебаний. Большинство возмущающих сил, возникающих в турбоагрегате и вызывающих вынужденные колебания роторов, кратны частоте вращения валопровода и имеют близкий к гармоническому закону характер воздействия. Поэтому и колебания валопровода с достаточной степенью точности могут быть представлены как полигармонические, являющиеся результатом суперпозиции (наложения) гармонических колебаний с частотами  $f = kn$ , где  $k = 1, 2, 3$  и т. д. Колебания с частотой вращения  $k = 1$  носят название оборотной вибрации, остальные —  $k = 2, 3$  и т. д. — высокочастотной вибрации. В спектре колебаний турбоагрегатов встречаются также колебания с частотами, близкими к половине частоты вращения —  $k \approx 0,5$ . Эти колебания носят название низкочастотных вибраций (НЧВ).

Проявление механического дисбаланса состоит в том, что вибрация имеет преимущественно оборотную частоту и является функцией частоты вращения вала. Для компенсации механической неуравновешенности выполняется балансировка, от качества которой зависит уровень колебаний ротора с оборотной частотой вращения в эксплуатации. Оборотную вибрацию также вызывают дефекты сборки и соединения роторов.

Вращающаяся вместе с ротором центробежная сила воздействует на опоры, вызывая их вибрацию. Вибрация оборотной частоты, являющаяся следствием вращения неуравновешенного ротора, имеет очень близкий к синусоидальному характер, и интенсивность вибрации возрастает с ростом частоты вращения пропорционально ее квадрату.

Гораздо сложнее выглядит проблема вибрации, вызванная неуравновешенностью, для гибких роторов. Практически к таким роторам принадлежат все роторы современных турбин, питательных насосов, а роторы генераторов работают даже за 2-й критической скоростью. Но с точки зрения вибрационного состояния и методов устранения неуравновешенности (балансировки) к гибким роторам следует относить все роторы, для которых в рабочем диапазоне частот вращения уже нельзя пренебрегать упругими прогибами. Это связано с тем,

что суммарная центробежная сила для гибкого ротора определяется не только эксцентриситетом, но и прогибом ротора  $y$ :

$$\bar{F} = M\omega^2(\bar{e} + \bar{y}).$$

При прохождении критических частот вращения поведение ротора практически полностью соответствует прохождению резонанса изгибных колебаний балки. Единственная, но очень существенная особенность заключается в том, что ротор не колеблется в общепринятом понимании, а вращается с изменяющимся в зависимости от частоты вращения прогибом. С приближением к критической частоте вращения прогиб возрастает и достигает максимума на критической частоте вращения. Одновременно с изменением частоты вращения изменяется и фазовый угол между направлением эксцентриситета и прогибом ротора.

Кроме описанных случаев неуравновешенности ротора, обратная вибрация может быть вызвана еще целым рядом причин, приводящих к постоянному или временному увеличению центробежных сил. Это происходит и при вылете лопаток, и при тепловом прогибе ротора, и в ряде других случаев.

Фактически при любом дефекте можно наблюдать рост именно оборотной составляющей вибрации, что позволяет компенсировать вносимые в ходе ремонтных работ дефекты при помощи подбалансировки агрегата. К подобной практике нужно относиться с большой осторожностью, т. к. она может закончиться «забалансированностью» агрегата и появлению зависимости вибрации от различных режимных факторов.

К высокочастотной вибрации относят вибрацию с двойной и более высокими частотами. К появлению вибрации с двойной частотой приводят неравножесткость сечений вала, овальность шеек ротора. Вибрации с двойной частотой могут возникать также при неконцентричном расположении ротора генератора в статоре, коленчатости в соединении роторов и при других дефектах.

Колебания с частотами 3-й, 4-й и более высоких кратностей могут возникнуть из-за специфичности конструкции проточной части, нарушений в работе упорных подшипников, использования сегментных опорных подшипников, задеваний в проточной части или в уплотнениях.

К появлению низкочастотной вибрации (НЧВ) приводят неконсервативные силы. Наиболее распространенным явлением считается масляная низкочастотная вибрация.

При НЧВ случайно возникшее отклонение вала от положения устойчивого равновесия сопровождается появлением сил, которые поддерживают эти колебания и усиливают их даже после того, как причина, вызвавшая начальное отклонение, исчезла. Такие колебания в технике носят название автоколебаний, а переход в режим автоколебаний, сопровождающийся резким ростом вибрации, — потерей устойчивости или срывом в НЧВ.

Корень проблемы потери устойчивости лежит в конструкции ротора и его вибрационных характеристиках. Жесткие роторы практически не подвержены НЧВ. Потеря устойчивости характерна именно для гибких роторов и, прежде всего, для роторов, собственная частота которых лежит близко к половине рабочей частоты вращения.

Понимание причины возникновения автоколебаний в масляном слое подшипника можно получить из простой модели, представленной на рис. 3.33.

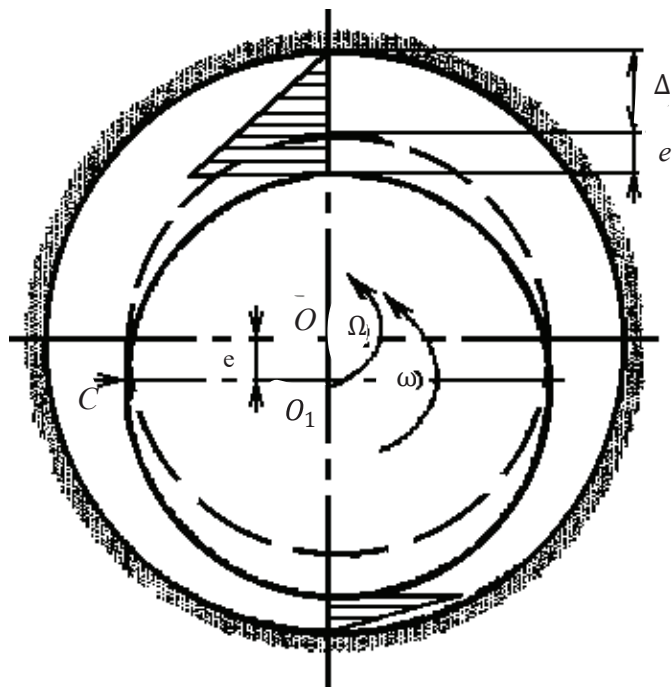


Рис. 3.33. Схема возникновения масляной вибрации

Представим, что невесомая шейка ротора вращается в расточке подшипника, заполненной маслом, и центр шейки  $O$  совпадает с центром



расточки  $O_1$ . Естественно, что, вследствие вращения ротора, вязкое масло, находящееся в зазоре между шейкой и поверхностью подшипника, тоже будет вращаться. При этом окружная скорость масла на поверхности шейки равна скорости шейки, а на поверхности подшипника масло имеет скорость, равную нулю. Можно допустить, что скорость течения масла в зазоре меняется по линейному закону, и тогда секундный расход масла на единицу длины подшипника будет

$$G = 0,5\Delta\omega r_{\text{ш}}.$$

Представим себе, что в какой-то момент возникла случайная сила, сместившая шейку ротора вниз на величину  $e$ , и после этого исчезла. При этом расход масла над шейкой ( $G_1$ ) увеличится, а под шейкой ( $G_2$ ) уменьшится, став соответственно:

$$G_1 = 0,5(\Delta + e)\omega r_{\text{ш}};$$

$$G_2 = 0,5(\Delta - e)\omega r_{\text{ш}}.$$

Таким образом, в зазор слева от ротора должно поступить дополнительное количество масла, равное разнице объемных расходов

$$G_1 - G_2 = e\omega r_{\text{ш}}.$$

Поскольку масло — жидкость практически несжимаемая, то в указанной области возникает повышение давления и появляется сила  $S$ , стремящаяся сдвинуть шейку вправо таким образом, чтобы создать слева от шейки дополнительный объем для размещения этого количества масла.

Таким образом, случайное смещение шейки вниз приводит к возникновению боковой силы, перпендикулярной к смещению. Но если под действием этой силы ротор сместится вправо, то теперь уменьшится боковой зазор справа, а это, в свою очередь, приведет к появлению силы, действующей снизу вверх, и т. д. Поскольку эти перемещения силы и шейки непрерывны, то можно сказать, что кроме вращения шейки вокруг своей оси появилось движение в виде вращения центра шейки вокруг оси расточки, называемое прецессией шейки. Сила, вращающаяся совместно с прецессирующей шейкой, носит название циркуляционной. Это вращение будет происходить с некой угловой скоростью  $\Omega$ , которая определяется из условия, что за единицу времени будет дополнительно освобождаться объем, равный разнице объемных

расходов. Легко убедиться, что этот объем будет равен  $\approx 2\Omega e r_{\text{ш}}$ . Подставив это выражение в формулу разности объемных расходов, получим

$$\Omega = \omega / 2.$$

Таким образом, масляные циркуляционные силы вызывают прецессию с частотой, равной половине частоты вращения.

Реальное течение масла в подшипнике значительно сложнее, чем в рассмотренной модели. Но основные выводы о причинах появления циркуляционных сил и появлении в результате их воздействия прецессии вала с частотой, равной половине частоты вращения, остаются справедливыми. Однако это не значит, что при случайном смещении шейки всегда будут возникать автоколебания. Это связано с тем, что в масляном слое существуют одновременно демпфирующие силы, препятствующие этим колебаниям. Возникнет или не возникнет интенсивная вибрация, зависит от соотношения этих сил.

Более наглядным критерием склонности ротора к срыву в НЧВ является положение его шейки в расточке вкладыша. Шейка может занимать положение от самого нижнего, когда ротор не вращается, до самого верхнего, совпадающего с центром расточки при бесконечно большой скорости вращения (этот процесс изменения положения шейки с ростом частоты вращения называется всплытием шейки). Появление НЧВ для обычных подшипников становится наиболее вероятным только после того, как ротор всплывает на высоту более 70 % от максимально возможной.

Всплытие шейки вала определяется критерием нагруженности подшипника, который учитывает давление на нижнюю половину вкладыша  $p$ , относительный зазор во вкладыше  $\psi$ , динамическую вязкость масла  $\mu$  и частоту вращения

$$S = p\psi^2 / (\mu\omega).$$

Чем меньше значение критерия нагруженности, тем существенней всплытие и тем больше вероятность потери устойчивости. Анализируя данную формулу, можно сделать очень важные выводы о влиянии отдельных факторов на устойчивость к НЧВ.

1. С ростом частоты вращения вероятность срыва в НЧВ возрастает.
2. С ростом температуры масла (с уменьшением вязкости масла) всплытие и вероятность потери устойчивости уменьшается.

3. С ростом давления вероятность потери устойчивости уменьшается. Важно понимать, что удельное давление определяется не только силой веса ротора, но и дополнительными статическими силами, возникающими в проточной части. Примером таких сил могут быть т. н. поперечные силы, возникающие при парциальном подводе пара в паровых турбинах. При различном порядке открытия клапанов опоры могут подгружаться или разгружаться. Нагруженность опор зависит также от монтажной центровки, эксплуатационной тепловой расцентровки опор, степени стесненности расширения (поворота ригелей — поперечных балок фундамента). В определенных условиях разгрузка одной или нескольких опор может привести к потере устойчивости.

4. Несколько сложнее обстоит дело с влиянием зазоров в подшипнике. Из формулы критерия нагруженности следует, что увеличение относительного зазора увеличивает устойчивость. Это справедливо, если речь идет о зазоре между шейкой и вкладышем при сохранении геометрических соотношений вкладыша. Если же рассматривается потолочный (верхний) зазор без изменения боковых зазоров, то его увеличение приведет к снижению устойчивости, так как в этом случае происходит изменение геометрии подшипника, т. е. изменение его конструкции.

Вообще устойчивость к масляной вибрации может быть повышена путем использования специальных конструкций подшипников: с лимонной расточкой, с подачей масла непосредственно перед клином, двухклиновых, сегментных. Сегментные самоустанавливающиеся подшипники теоретически в принципе исключают возникновение циркуляционных сил, так как при любом смещении шейки опорные колодки устанавливаются таким образом, что сила реакции противодействует смещению шейки.

Вместе с тем следует подчеркнуть, что разные конструкции подшипников имеют и разную степень демпфирования колебаний. Наибольшим демпфированием обладают сегментные подшипники, а минимальным — подшипники с цилиндрической расточкой. Если источником вибрации является масляная вибрация, то применение подшипников с расточкой, отличной от цилиндрической, или сегментных подшипников может оказаться очень эффективным средством борьбы с ней. Но если источником вибрации является другая причина, то при использовании тех же сегментных подшипников могут быть получены и отрицательные результаты в виде ухудшения вибрационного состояния турбоагрегата.

### 3.5. Уравновешивание роторов

Изготовление роторов это сложный технологический процесс, включающий в себя множество операций, заключительной из которых является уравновешивание или балансировка. Балансировка роторов — технологический процесс компенсации их дисбалансов путем установки корректирующих масс (балансировочных грузов) в доступные плоскости коррекции (балансировочные плоскости). В зависимости от вида балансировки и типа ротора уравновешивание выполняется на различном специальном оборудовании.

#### 3.5.1. Балансировочное оборудование

Оборудование для балансировки включает в себя станок и баланси́ровочный прибор. Станки условно можно разделить на станки, предназначенные для балансировки на низких частотах вращения, и разгонно-баланси́ровочные стелды (РБС), которые позволяют уравновешивать ротор во всем диапазоне частот вращения.

В общем случае баланси́ровочный станок (рис. 3.34) содержит баланси́ровочное, приводное, измерительное и корректирующее устройства, а также ряд дополнительных устройств.

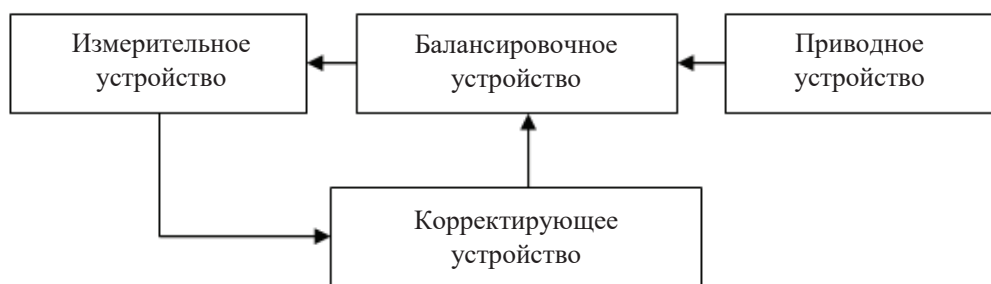


Рис. 3.34. Устройство баланси́ровочного станка

Баланси́ровочное устройство является колебательной системой станка, в которой устанавливается и вращается неуравновешиваемый ротор. По колебаниям этой системы при баланси́ровке судят о дисбалансах ротора.

Балансировочные станки подразделяются по свойствам опор на дорезонансные, резонансные и зарезонансные.

Дорезонансные станки являются наиболее функциональными, такие станки выпускаются преимущественно западными фирмами. Но использование этих станков требует их монтажа на специальных виброизолированных фундаментах и применения сложной высокочувствительной измерительной аппаратуры. Балансировочное устройство таких станков состоит из двух неподвижных опор, жестко закрепленных на станине станка. Собственные частоты колебаний опор во всех направлениях значительно превышают частоты вращения балансируемых роторов.

До недавнего времени на электростанциях и ремонтных предприятиях были распространены резонансные станки, изготовленные либо в мастерских электростанций, либо на заводах, работающих в сфере ремонтного обслуживания электростанций. Станки резонансного типа на сегодняшний день признаются морально устаревшими и требуют замены или, по крайней мере, реконструкции.

Зарезонансные станки, как правило, обладают достаточно высокими техническими данными и вполне обеспечивают технологические нужды балансировки. Преимуществом этого типа станков является низкая динамическая нагрузка на опоры, что позволяет устанавливать станок не на специальный фундамент, а практически на пол. Зарезонансные станки наиболее широко используются на данный момент. Балансировочное устройство состоит из двух подвижных опор маятникового типа. Жесткость упругих элементов различна в разных направлениях. При проектировании и изготовлении зарезонансных станков подбирают массу опор, длину, жесткость подвески таким образом, чтобы собственная частота во много раз была ниже частоты ротора при балансировке.

Приводное устройство обеспечивает запуск, поддержание заданной угловой скорости вращения и торможение балансируемого ротора. Основными элементами устройства являются: электродвигатель переменного или постоянного тока, коробка передач (частотный преобразователь), тормоз, приводное соединение.

Приводное соединение связывает выходной вал коробки передач с балансируемым ротором. Различают осевое, ленточное и тангенциальное соединения. Осевое соединение осуществляют с помощью карданных валов различной конструкции. В ленточном соединении

применяют плоские ремни, охватывающие балансируемую деталь. Касательное или тангенциальное соединение создают прижимными роликами.

Измерительное устройство определяет значения и углы дисбалансов роторов в заданных плоскостях. Преобразование параметров колебаний в электрические сигналы производится посредством датчиков. Применяют контактные (индукционные, пьезоэлектрические) и бесконтактные (токовихревые) датчики. Для отметки угла дисбаланса, частоты вращения ротора при балансировке используют в настоящее время на станках малой грузоподъемности преимущественно фотоэлектрические датчики, а на станках большой грузоподъемности — токовихревые или электромагнитные.

По типам балансировочных станков их можно разделить на универсальные, определенного назначения, специальные и балансировочные комплекты.

Универсальные применяют в серийном производстве для определения дисбалансов роторов различных конструкций. К этому типу относят резонансные и дорезонансные станки с осевым или ленточным приводом, обладающие высокой точностью и быстрой переналадкой на новый тип роторов. Основными характеристиками таких станков являются допустимая масса и диаметр ротора, расстояние между опорами станка, диапазон частот вращения, мощность привода и точность станка.

Станки определенного назначения предназначены для балансировки конкретных элементов — колес автомобилей, вентиляторов, электродвигателей и т. д. — или для определенных видов балансировки — статической, высокочастотной. Эти станки менее универсальны, но рассчитаны на большую производительность. Особое место среди таких станков занимают станки для высокочастотной балансировки гибких роторов.

Специальные балансировочные станки используют в крупносерийном и массовом производстве для балансировки роторов определенной массы и геометрии.

Балансировочные комплекты предназначены для определения дисбалансов роторов при балансировке в собственных опорах. В качестве балансировочных комплектов используют измерительные устройства балансировочных станков, виброизмерительные приборы, специальные приборы для балансировки.

В турбостроении и при эксплуатации и ремонте турбин наиболее часто встречающимися станками являются низкочастотные баланси- ровочные станки и станки для высокочастотной балансировки (раз- гонно-баланси- ровочные стенды).

### 3.5.2. Статическая балансировка

**Балансировка статическая** — балансировка, при которой опреде- ляется и уменьшается главный вектор дисбалансов ротора, характе- ризующий его статическую неуравновешенность. Применяется для уравновешивания дисков, рабочих колес турбин или компрессоров после механической обработки либо сборки лопаток (облопачива- ния) на специальных приспособлениях.

Наиболее доступным и распространенным является устройство в виде двух параллельных призм (иногда цилиндрических стержней), установленных горизонтально, по которым катается цилиндрическая оправка с насаженной на нее балансируемой деталью (рис. 3.35).

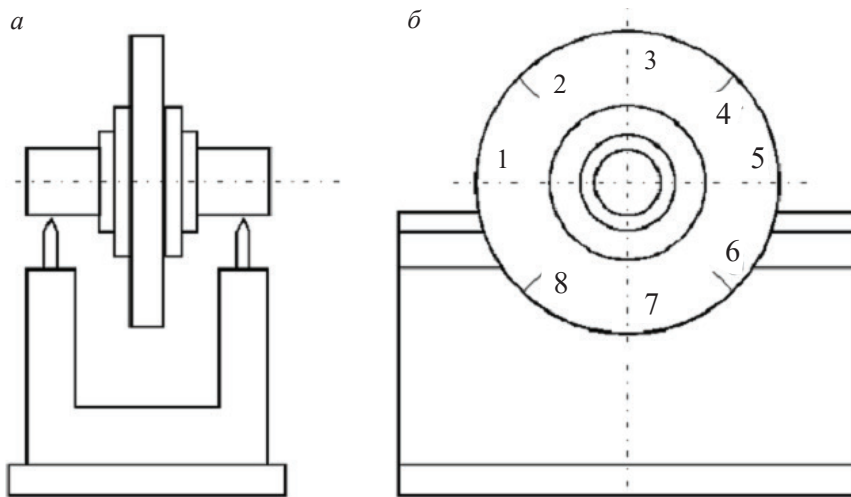


Рис. 3.35. Статическая балансировка на призмах:

*а* — диск на оправке; *б* — разметка диска

При статической балансировке используется свойство неуравно- вешенного ротора: при отсутствии существенного трения на опор- ных поверхностях устанавливается тяжелой точкой вниз. Поверхность



призм должна быть строго горизонтальной, верхняя рабочая поверхность призм и поверхность шейки балансировочной оправки должна быть тщательно отшлифована. Ширину рабочей поверхности призмы определяют из условия отсутствия смятия шейки оправки, для роторов массой 1000–2000 кг ширина составляет 7–10 мм [27]. Оправка должна быть тщательно отбалансирована. Длина рабочей части призм должна быть, по крайней мере, в 5 раз больше диаметра оправки.

Последовательность операций при балансировке следующая. Рабочее колесо размечают на восемь равных частей. В каждой точке последовательно прикладывают такой груз (пластилин, замазка, свинец), который повернул бы рабочее колесо на заданный угол в определенном направлении. По результатам строят график зависимости массы груза от местоположения на рабочем колесе и, зная массы наибольшего и наименьшего грузов, рассчитывают величину корректирующей массы, используемой для уменьшения дисбаланса. Устраняют найденный дисбаланс способом, предусмотренным в конструкции детали (шлифовка, сверление, установка грузов в паз и т. д.).

Вследствие низкой точности и производительности данного метода заводы-изготовители и энергоремонтные предприятия активно переходят на балансировку рабочих колес на балансировочных станках с вертикальной осью вращения.

### 3.5.3. Динамическая балансировка

**Балансировка динамическая** — балансировка, при которой определяются и уменьшаются дисбалансы ротора, характеризующие его динамическую неуравновешенность. Сюда относится и балансировка на низких частотах, и балансировка на РБС во всем диапазоне частот вращения, и балансировка на рабочей частоте вращения в собственных подшипниках.

Поскольку любая неуравновешенность вращающегося твердого тела может быть представлена в виде системы из двух дисбалансов, то ротор всегда может быть уравновешен на одной частоте вращения с помощью двух корректирующих масс, расположенных в двух произвольно выбранных плоскостях коррекции. *Плоскость коррекции* — плоскость, перпендикулярная оси ротора, в которой расположен центр корректирующей массы.



Обычно плоскости коррекции располагаются возможно ближе к плоскостям опор. Для роторов барабанной конструкции плоскости коррекции располагаются по торцам барабана, для роторов дисковой конструкции — на крайних дисках ротора. Такой (классический) выбор плоскостей коррекции определяется следующим:

- указанные плоскости коррекции наиболее доступны для установки или удаления корректирующих масс;
- при устранении моментной составляющей неуравновешенности величины корректирующих масс в этих плоскостях коррекции минимальны, поскольку пара сил прикладывается на максимальном плече;
- каждая корректирующая масса оказывает максимальное влияние на динамическую реакцию опоры, ближайшей к соответствующей корректирующей плоскости, и минимальное влияние на динамическую реакцию удаленной опоры, что в ряде случаев значительно упрощает расчет балансировочных грузов и, следовательно, весь процесс балансировки.

При выборе частоты вращения, на которой выполняется балансировка, необходимо учитывать характеристики балансировочного станка или особенности агрегата (при осуществлении балансировки в собственных подшипниках), способ привода и необходимую мощность привода ротора при балансировке, условия безопасности производства работ и др. Например, при уравновешивании на резонансных балансировочных станках частота вращения ротора, как правило, находится в диапазоне от 100 до 200 об/мин, а на дорезонансных станках — более 300 об/мин.

При выборе методики и технологии динамической балансировки необходимо знать жесткий или гибкий ротор. Классическое разделение роторов на жесткие и гибкие выполняется по соотношению значений рабочей и критической частот. А с точки зрения балансировки **жесткий ротор** — ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции, и у которого значения остаточных дисбалансов не будут превышать допустимые на всех частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной.

Балансировка ротора в двух плоскостях уравновешивает его как жесткое тело без учета возможного динамического, упругого прогиба и изменений этого прогиба в рабочем диапазоне частот вращения.

Для жесткого ротора не имеет значения, где расположены плоскости коррекции, и на какой частоте выполняется балансировка. Поэтому наиболее распространенным методом для жестких роторов является низкочастотная балансировка на станках, выполняемая с использованием динамических коэффициентов влияния.

Динамический коэффициент влияния (ДКВ) или балансировочная чувствительность — вектор, определяющий отношение приращения вибрации опоры к вектору пробного груза, вызывающего это приращение. Если  $\bar{A}_0$  — начальная амплитуда вибрации опоры (рис. 3.36),  $\bar{A}_{01}$  — амплитуда вибрации той же опоры после установки пробного груза  $\bar{P}$ , а  $\bar{A}_1$  — вектор влияния пробного груза, то балансировочная чувствительность или ДКВ, мкм/кг:

$$\bar{a} = \frac{\bar{A}_{01} - \bar{A}_0}{\bar{P}} = \frac{\bar{A}_1}{\bar{P}}.$$

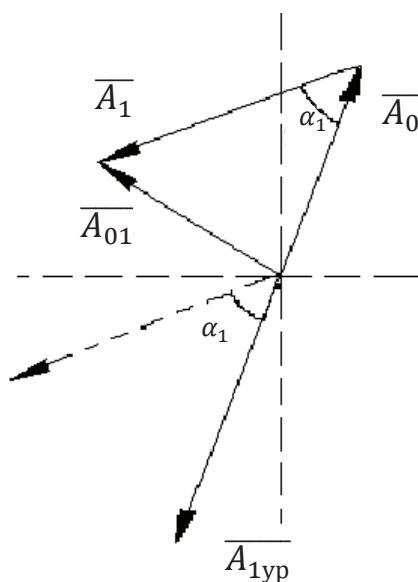


Рис. 3.36. Определение вектора влияния пробного груза

Фаза ДКВ равна углу между направлением действия груза и направлением возбуждаемой им вибрации. В частности, если груз устанавливается под углом 0 градусов, то фаза ДКВ равна фазе вектора влияния  $\bar{A}_1$ .

При балансировке двухопорного ротора необходимо иметь две плоскости коррекции и не менее двух точек контроля вибрации. Это означает, что существуют, по крайней мере, четыре значения ДКВ.

Для удобства обозначения векторов ДКВ вводится следующее правило: первый индекс при векторах обозначает номер точки измерения (в данном случае номер подшипника), а второй — номер плоскости коррекции, где установлен пробный груз. Тогда

$$\begin{aligned}\bar{a}_{11} &= \frac{\bar{A}_1}{\bar{P}_1}; & \bar{a}_{12} &= \frac{\bar{A}_2}{\bar{P}_2}; \\ \bar{a}_{21} &= \frac{\bar{B}_1}{\bar{P}_1}; & \bar{a}_{22} &= \frac{\bar{B}_2}{\bar{P}_2}.\end{aligned}$$

Для уравновешивания двухопорного ротора в двух плоскостях коррекции необходимо выполнение условий равновесия, описываемых системой векторных уравнений:

$$\left. \begin{aligned}\bar{a}_{11}\bar{P}_{1yp} + \bar{a}_{12}\bar{P}_{2yp} + \bar{A}_0 &= 0; \\ \bar{a}_{21}\bar{P}_{1yp} + \bar{a}_{22}\bar{P}_{2yp} + \bar{B}_0 &= 0\end{aligned} \right\},$$

где  $\bar{P}_{1yp}$  и  $\bar{P}_{2yp}$  — балансировочные грузы.

Фазы векторов ДКВ по определению

$$\Omega_{11} = \Theta_{11} - \gamma_1; \quad \Omega_{12} = \Theta_{12} - \gamma_2; \quad \Omega_{21} = \Theta_{21} - \gamma_1; \quad \Omega_{22} = \Theta_{22} - \gamma_1,$$

где  $\Theta_{ij}$  — угол соответствующего вектора влияния,  $\gamma_j$  — угол установки пробного груза в соответствующей плоскости корректировки.

При балансировке жестких роторов и валопроводов, составленных из жестких роторов, необходимо и достаточно иметь количество плоскостей коррекции, равное количеству опор.

Методика уравновешивания жестких роторов носит название «метод трех пусков» и заключается в следующем: для определения исходного состояния неуравновешенности ротора делается так называемый «нулевой» пуск, в процессе которого определяются виброперемещение ротора в опорах и угол параметра вибрации. Следующие два пуска называются «пробными» — устанавливаются пробные грузы в плоскости коррекции и определяется изменение вибрации опор. По полученным результатам производится расчет системы корректирующих масс для уравновешивания ротора (в форме значения массы балансировочного груза и угла его установки).

**Гибкий ротор** — ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции, и у которого значения остаточных дисбалансов могут превышать допустимые на иных частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной.

Гибкий ротор получает дополнительные упругие прогибы под действием дисбалансов. Гибкость ротора определяется прежде всего количеством критических скоростей вращения, находящихся в диапазоне от нуля до номинальной частоты вращения. Для достижения уравновешенности гибкого ротора грузы должны располагаться в большем, чем две, количестве плоскостей. В данном случае, кроме задачи устранения динамических реакций опор или сведения их к допустимому минимуму, требуются еще и устранение прогиба ротора, компенсация изгибающих моментов и перерезывающих сил.

Для уравнивания гибких роторов были разработаны методы балансировки на высоких частотах вращения — во всем диапазоне частот вращения на разгонно-балансировочных стендах и в собственных опорах на рабочей частоте вращения. В основе данных методов лежат две теории уравнивания — по ДКВ или по собственным формам.

#### **3.5.4. Балансировка по методу собственных форм**

Теория балансировки по собственным формам основана на идее использования ортогональных соотношений. Каждой собственной частоте соответствует определенная форма колебаний, вызываемая возмущающей силой. Согласно принципу ортогональности эта сила не вызывает колебаний по другим формам, поэтому, устранив каждую из сил, можно прийти к полностью уравновешенному ротору.

Поскольку форма упругой линии ротора наиболее явно проявляется и, следовательно, может быть определена наиболее точно на соответствующей критической частоте вращения, то ротор балансируется поэтапно на каждой критической частоте вращения. При этом балансировка ротора на каждой последующей собственной частоте не приведет к нарушению сбалансированности на низших собственных частотах в силу принципа ортогональности. Последовательность операций при таком «классическом» способе уравнивания ротора по формам колебаний следующая:

1) измеряются прогибы по длине ротора (форма упругой линии) в его исходном состоянии на первой критической частоте вращения;

2) выполняется пробный пуск с системой корректирующих масс, распределенных по соответствующему для данной собственной формы закону изменения инерционных сил по длине ротора, и на той же частоте вращения измеряется новая форма упругой линии или прогиб в одной контрольной точке (желательно в точке максимального прогиба по данной форме);

3) рассчитывается коэффициент пропорциональности, определяющий соотношение между массами пробной и корректирующей систем, и определяется фазовый угол установки корректирующей системы;

4) если на первой критической частоте вращения прогиб устранен в соответствии с предъявляемыми требованиями, то выводят ротор на частоту вращения, соответствующую критической частоте вращения по второй форме колебаний, и выполняют операции пп. 1–4. Далее аналогично поступают и для последующих форм колебаний.

При всей логичности и теоретической обоснованности данного метода балансировки по собственным формам сразу видны его недостатки и трудности, возникающие при его реализации. Рассмотрим их подробнее.

Во-первых, такая балансировка по формам возможна только для устранения дисбалансов по собственным формам, частоты которых лежат внутри диапазона рабочих частот вращения или, в редких случаях, до максимальной испытательной частоты вращения.

Во-вторых, метод требует точного знания формы упругой линии, измерение которой очень трудоемко, а часто просто невозможно.

В-третьих, поскольку непрерывное распределение корректирующих масс по длине ротора невозможно, то требуется очень большое число плоскостей коррекции. Но даже при достаточно большом числе плоскостей коррекции сама дискретность корректирующих масс всегда приведет в большей или меньшей степени к нарушению принципа ортогональности.

Применение метода балансировки по собственным формам практически ограничено балансировкой симметричных роторов с большим количеством плоскостей коррекции, расположенных вдоль оси ротора, в заводских условиях при заранее известных критических скоростях и собственных формах колебаний.

### 3.5.5. Метод балансировки по ДКВ

В основе метода балансировки гибких роторов по динамическим коэффициентам влияния лежит теорема, доказанная Дж. Ден-Гартогом. Согласно этой теореме, невесомый ротор с  $r$  сосредоточенными массами, опирающийся на  $b$  подшипников, при любом дисбалансе, как угодно распределенном вдоль его оси, может быть полностью динамически сбалансирован корректирующими массами, размещенными в  $M = r + b$  различных плоскостях коррекции по длине ротора, где  $r$  соответствует числу собственных форм гибкого ротора.

Под полной понимается такая балансировка, при которой не возникают динамические реакции ни на одном подшипнике при любой частоте вращения. Из этого прямо следует, что ротор, отбалансированный однажды при данном расположении подшипников, остается сбалансированным при любой жесткости и демпфировании подшипников.

Ден-Гартог перенес доказанную теорему и на реальные роторы с непрерывно распределенной массой, утверждая, что на практике почти полное уравнивание при всех скоростях может быть получено при балансировке в  $M = N + b$  плоскостях, где  $N$  — число критических частот ротора на жестких подшипниках в диапазоне частот от нуля до четырехкратно превышающей наибольшую рабочую частоту вращения машины.

Так как ранее указывалось, что собственные частоты ротора на жестких опорах возрастают пропорционально квадрату номера формы, то, исходя из этих соображений, для качественной балансировки роторов современных турбин необходимо иметь 5—6 плоскостей коррекции (2 опоры и 3—4 критических частоты).

Методика балансировки заключается в определении коэффициентов влияния пробных грузов на вибрацию опор путем серии пусков турбоагрегата с последовательной установкой пробного груза в каждую балансирующую плоскость. По полученным данным формируется матрица векторов коэффициентов влияния, а для определения балансирующих грузов необходимо решить систему векторных уравнений [28].

### 3.5.6. Балансировка на разгонно-балансировочных стендах

С целью повышения качества выпускаемых турбоагрегатов и улучшения их вибрационного состояния на основных турбостроительных заводах введены в эксплуатацию разгонно-балансировочные стенды (РБС) типов ДН6–ДН10 фирмы «SCHENCK RoTec GmbH». На РБС типа ДН10 допускается производить балансировку роторов массой от 1,6 до 80 т, диаметром до 5 м и с расстоянием между подшипниками от 2 до 10 м при частотах вращения от 300 до 4500 мин<sup>-1</sup>. Балансировка роторов осуществляется в специальной вакуумной камере при давлении не выше 1 мм рт. ст. Основным контрольным параметром, по которому осуществляются балансировка и оценка качества балансировки, является вибрация опор.

Балансировка по методу коэффициентов влияния путем точного или приближенного решения системы уравнений может быть осуществлена при выполнении условия

$$N \geq M,$$

где  $N$  — число независимых измерений,  $M$  — число плоскостей коррекции. Это соотношение означает, что число плоскостей коррекции не должно превышать числа независимых измерений.

Необходимое число независимых измерений при контроле вибрации двух опор может быть получено только путем измерения вибрации на нескольких частотах вращения в диапазоне от нуля до рабочей частоты вращения.

На основе анализа большого количества расчетов и экспериментов было установлено, что для роторов, работающих между первой и второй критическими частотами, существуют лишь пять диапазонов частот, измерения в которых могут дать независимые условия (см. табл. 3.1).

Использование двух частот коррекции, лежащих ниже и выше критической частоты, позволяет, во-первых, получить более устойчивые результаты измерений, чем это могло иметь место при измерениях на критической частоте вращения, и, во-вторых, обеспечивает меньшую погрешность при расчете корректирующей системы грузов, если при измерениях все-таки была допущена случайная ошибка, поскольку измерения на указанных частотах в какой-то степени дублируют друг друга, оставаясь при этом независимыми. Использование низкой

частоты вращения, при которой отсутствуют динамические прогибы ротора, позволяет обеспечить уравновешенность ротора как жесткого тела, что в дальнейшем существенно облегчает контроль состояния ротора в условиях ремонта на станции, где имеются только низкочастотные балансировочные станки.

Таблица 3.1

### Выбор частот коррекции

Диапазон независимых частот вращения	Границы диапазона	Рекомендуемая частота коррекции
жесткого ротора	$0 \leq n \leq 0,65 n_{1кр}$	$(0,3-0,5) n_{1кр}$
докритический	$0,65 n_{1кр} \leq n \leq 1,0 n_{1кр}$	$(0,9-0,95) n_{1кр}$
закритический	$1,0 n_{1кр} \leq n \leq 1,3 n_{1кр}$	$(1,05-1,1) n_{1кр}$
переходный	$0,7 n_э \leq n \leq 0,85 n_э$	$(0,8-0,85) n_э$
эксплуатационный	$0,85 n_э \leq n \leq 1,1 n_э$	$(1,0-1,1) n_э$

Общее рекомендуемое количество плоскостей коррекции на турбинных роторах составляет 7–8. При выборе мест расположения плоскостей коррекции необходимо учитывать конструктивные особенности ротора и располагать плоскости коррекции максимально близко к местам возможного дисбаланса. Так, например, для роторов с насадными элементами плоскости коррекции должны быть на крупных насадных деталях: дисках, втулках и, что особенно важно, на консольных участках роторов (на полумуфтах).

Выбор мест расположения плоскостей коррекции связан с формой колебаний, с которыми следует учитывать при балансировке ротора. Считается, что при дискретном расположении плоскостей вдоль оси ротора предпочтительно располагать их в местах пучности упругой линии и, как уже указывалось, вблизи опор.

### 3.5.7. Балансировка в собственных опорах

Балансировка в собственных опорах применяется для уравновешивания роторов или валопроводов на определенной частоте вращения в эксплуатационных условиях. Создание крупных энергетических агрегатов определило необходимость уравновешивания многоопорных систем (валопроводов), состоящих из гибких роторов. Даже если каждый из роторов был уравновешен отдельно каким-либо методом,



то при сборке мог быть внесен дисбаланс на промвставках, мог появиться дисбаланс от сборочных работ. Выполняется данный метод уравнивания с использованием ДКВ.

Стремление снизить количество балансировочных пусков турбоагрегата прежде всего решается путем отказа от проведения пробных пусков для определения ДКВ. При этом значения коэффициентов могут быть приняты по результатам предыдущих балансировок.

Факторы, которые обуславливают изменение, иногда очень существенное, коэффициентов влияния при переходе от одного турбоагрегата к другому, можно разделить на несколько групп. Во-первых, это характеристики, которые непосредственно относятся к опорам агрегата, либо могут быть к ним приведены: демпфирование и жесткости масляной пленки подшипников скольжения, опор и фундамента; нагрузки на опоры; массы, участвующие в колебаниях элементов. Во-вторых, это динамические и жесткостные характеристики самого валопровода, в известной мере зависящие от технологии изготовления и сборки. В-третьих, это частота вращения, режим работы агрегата, величины пробных грузов и стабильность характеристик используемой виброизмерительной аппаратуры.

Помимо разброса значений ДКВ проблемами при балансировке в собственных опорах является и доступность плоскостей коррекции, расположенных на роторах, и непостоянство эксплуатационной частоты вращения, что характерно для газовых турбин. Поэтому метод чаще всего применяется в энергетике для «доводки» вибрационного состояния турбоагрегата до нормативных параметров вибрации на опорах.

## **Вопросы для самоконтроля**

---

1. Чем определяется число степеней свободы системы?
2. Что такое «дисбаланс»?
3. По какому признаку роторы делятся на «жесткие» и «гибкие»?
4. В чем заключается явление самоцентрирования гибкого ротора?
5. Что такое «прецессия» ротора?
6. Как трение оказывает влияние на динамические свойства роторной системы?
7. Что такое «ортогональность» форм колебаний ротора?

8. Назовите факторы, определяющие уровень вибрационной активности агрегата.
9. Назовите основные причины колебаний турбомашин.
10. Каковы особенности вибрационного состояния агрегатов на магнитном подвесе?
11. Что такое «балансировка»?
12. Какие методы уравнивания роторов Вы можете назвать?

## 4. Вибрационная надежность лопаточного аппарата

---

### 4.1. Статическая и динамическая прочность лопаток

---

**Н**адежность паровых турбин и газотурбинных установок в значительной степени зависит от надежности лопаток. Лопатки турбин и компрессоров являются наиболее нагруженными деталями турбомашин. Они испытывают статические, динамические и циклические нагрузки, работают в условиях агрессивной среды и высоких температур, подвергаются коррозии и эрозии.

Статические нагрузки в рабочих лопатках вызываются воздействием центробежных сил, сил от потока рабочего тела, разницей температур в различных точках лопаток, например на входной и выходной кромках. При этом в профильной и хвостовой частях лопаток возникают напряжения растяжения, изгиба и кручения. Если турбомашина работает при переменной частоте вращения, с переменными температурами рабочего тела и с переменными нагрузками, то силовое воздействие на лопаточный аппарат следует рассматривать как циклическое.

Наиболее опасными для лопаток турбомашин являются динамические нагрузки. Паровой или газовый поток в проточной части турбомашин не является равномерным. Лопаточные каналы сопловых (направляющих) лопаток и рабочих лопаток не могут быть абсолютно одинаковыми для каждой решетки. Технологические отклонения, возникающие при изготовлении лопаток, при изготовлении и сборке сопловых коробок, диафрагм, обойм направляющего аппарата и, наконец, при облопачивании роторов, приводят к разношаговости и к непостоянству углов выхода потока из решеток и, следовательно, к непостоянству параметров потока по окружности. Поэтому рабочая лопатка, проходящая при вращении перед каналами неподвижной решетки с отклонениями по шагу или по углу выхода потока, испытывает переменное воздействие этого потока.

Кроме технологических причин на величину динамических возмущений оказывают влияние и конструктивные причины. Даже при идеальном исполнении решеток эпюра скорости в канале непостоянна, а при проходе рабочей лопатки против выходной кромки сопловой или направляющей лопатки, т. е. в зоне кромочного следа, рабочая лопатка испытывает буквально импульсное изменение нагрузки. Еще более значительную разницу воздействия потока испытывают лопатки регулирующих ступеней ЦВД с парциальным подводом пара, регулирующих ступеней ЧНД с поворотными диафрагмами при неравномерности щелей, возникающих при закрытии диафрагм. Дополнительными источниками динамических нагрузок являются также обтекаемые потоком элементы, конструктивно встроенные в проточную часть, например ребра жесткости встроенных подшипников и выхлопных патрубков. Возмущающее воздействие возникает при неравномерном по окружности подводе или отборе пара или воздуха, неодинаковом по окружности давлении рабочего тела в улитках входных и выходных патрубков.

Не следует считать, что переменные воздействия характерны только для рабочих лопаток. Аналогичные «обратные» воздействия испытывают и лопатки неподвижных решеток. Однако из-за конструктивных особенностей направляющего аппарата, а также при отсутствии воздействия на него центробежных сил опасность воздействия динамических нагрузок на лопатки направляющего аппарата значительно меньше. Опыт показывает, что направляющие небандажированные лопатки, например лопатки компрессоров, также подвержены разрушению от динамических нагрузок.

Чем же опасны динамические возмущения (переменные динамические нагрузки) для лопаток? Частота воздействия всех возмущающих сил связана с частотой вращения (с числом оборотов ротора). Если за время одного оборота имеется некоторое число  $k$  возмущающих импульсов, то частота возмущающей силы в секунду очевидно равна  $kn$ , где  $n$  — частота вращения ротора (число оборотов в секунду). Для современных — высокооборотных турбомашин с частотой вращения 3000–12000 об/мин (50–200 об/с) и более частоты возмущающей силы могут составлять от 50 до 12000 Гц и выше. Например, частота возмущения от кромочного следа направляющих лопаток, так называемая частота возмущений  $nZ$ , при 50 направляющих лопаток и при частоте вращения ротора 50 об/с составит 2500 Гц. При совпадении частот воз-

мушающих сил с частотами собственных колебаний может возникнуть известное явление резонанса. При этом амплитуды колебаний (деформаций, перемещений) лопаток многократно возрастают по сравнению с деформациями под воздействием статической силы, равной по величине амплитуде динамической силы. Это отношение (усиление) при используемых конструктивных решениях и используемых материалах может составлять 5–20 и носит название коэффициента динамичности. Другими словами, воздействие на лопатку динамической силы, например с амплитудой 1 Н вызывает в условиях резонанса деформации в 5–20 раз большие, чем постоянная сила той же величины (1 Н). Необходимо отметить, что наиболее опасные (низшие) собственные формы колебаний лопаток лежат в диапазоне 60–1000 Гц.

Опасность динамических нагрузок состоит еще и в том, что предел выносливости (предел динамической прочности) даже в симметричном цикле (при отсутствии одновременно действующей статической нагрузки) приблизительно в 2 раза меньше предела прочности материала, т. е.

$$\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_B,$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости симметричного цикла;  $\sigma_B$  — предел прочности.

Но на рабочие лопатки всегда одновременно с динамическими воздействуют статические нагрузки, из которых самой существенной является воздействие центробежной силы. В этом случае (называемом асимметричным циклом нагружения) динамические напряжения, приводящие к разрушению, существенно снижаются. Предельные динамические напряжения могут быть определены из следующей формулы:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right),$$

где  $\sigma_a$  — предельные динамические напряжения,  $\sigma_m$  — среднее напряжение асимметричного цикла (статические напряжения).

Если, как указывалось выше,

$$\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_B,$$

то

$$\sigma_a = 0,5(\sigma_B - \sigma_m).$$

Таким образом, с учетом действующих статических нагрузок на рабочие лопатки (обычно  $\sigma_m \approx 0,5\sigma_B$ ) и необходимых коэффициентов запаса по динамической прочности ( $k_{\text{зап}} \approx 2-4$ ) допустимые динамические напряжения обычно составляют не более 5–10 % от предела прочности материала.

## 4.2. Собственные частоты и формы колебаний лопаток

Колебания лопаток могут быть свободные, вынужденные и самовозбуждающиеся.

Собственной частотой колебаний называется частота свободных (собственных) колебаний лопатки, выведенной из положения равновесия кратковременно действующей силой. В практике собственные частоты и формы колебаний можно получить, возбуждая лопатку ударом молоточка. Лопатка, как и любая другая система с распределенными массами, имеет бесконечное множество форм собственных колебаний, некоторые из них показаны на рис. 4.1 [29]. Каждая форма характеризуется определенным количеством узлов. Узлами (узловыми линиями) называются места лопатки, которые при колебаниях по данной форме остаются неподвижными. Номер формы изгибных колебаний определяется как количество узловых точек (линий) + 1. Это в том случае, если заделка в корне лопаток не рассматривается как узловая линия. Если рассматривать заделку как узловую линию, то порядковый номер определяется как количество узловых линий.

Рассматривая лопатку как стержень постоянного прямоугольного сечения, можно говорить отдельно о тангенциальных изгибных формах колебаний (колебаний в плоскости вращения), аксиальных изгибных формах колебаний (колебаний в направлении оси турбины). Изгибные колебания в двух плоскостях будут принципиально схожими, т. е. можно говорить о первой аксиальной форме, первой тангенциальной, второй аксиальной и второй тангенциальной и т. д.

Изгибные формы колебаний (см. рис. 4.1, *а–в*) характерны тем, что в лопатке возникают деформации, при которых перпендикулярные оси лопатки сечения не изменяют своей формы, а лишь поворачиваются, оставаясь перпендикулярными к изогнутой оси лопатки. Изгиб про-

исходит вокруг оси наименьшей жесткости сечения. Узловые линии ориентированы перпендикулярно продольной оси лопатки.

Кроме изгибных, имеют место также крутильные колебания (рис. 4.1, *д, е*).

Крутильные колебания совершаются относительно линии центров жесткости поперечных сечений. Поперечные сечения поворачиваются без искажения формы. При первой крутильной форме все поперечные сечения лопатки поворачиваются в одну сторону от положения равновесия, имеется одна продольная узловая линия и одна поперечная — у корня. При второй крутильной форме верхняя и нижняя части лопатки поворачиваются в противоположенных направлениях.

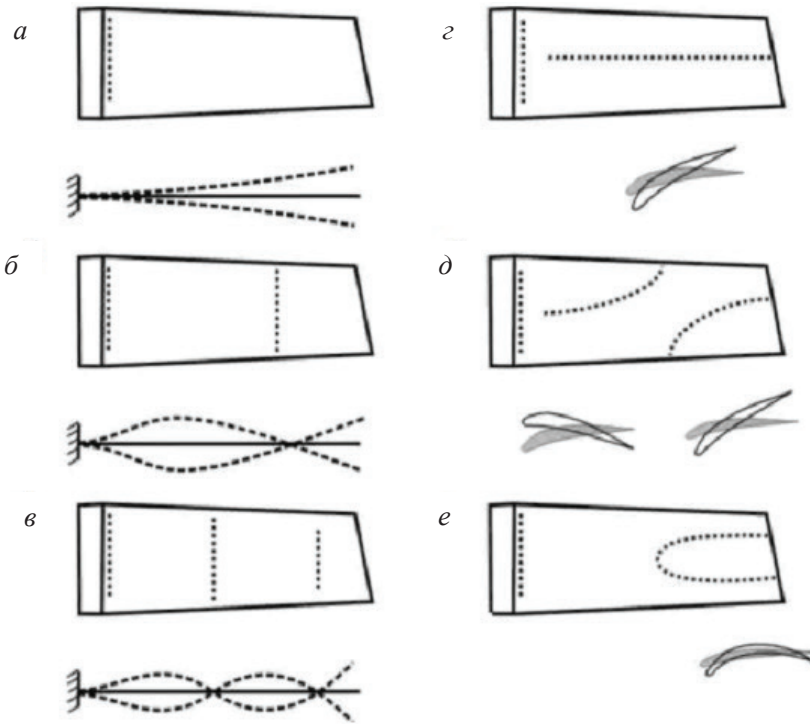


Рис. 4.1. Формы колебаний лопатки:

*а, б, в* — изгибные; *г, д* — крутильные; *е* — пластиночные

Между изгибными и крутильными колебаниями существует взаимосвязь, которая выражается в том, что при изгибных колебаниях возникают деформации кручения и наоборот. Это приводит к возбуждению совместных изгибно-крутильных колебаний.

При возбуждении ударом возникают колебания практически по всем формам одновременно. Однако формы с высокими частотами, во-первых, имеют меньшие начальные амплитуды колебаний и, во-вторых, высокочастотные колебания быстрее затухают. Поэтому при возбуждении ударом чаще всего фиксируются только несколько низших форм (обычно не более трех).

Реальные лопатки, особенно лопатки с переменной реактивностью (закрученные лопатки), имеют гораздо более сложные формы колебаний. Практически все формы колебаний являются одновременно изгибно-крутильными, т. е. при изгибных колебаниях возникают деформации кручения и наоборот. В этом случае, характеризуя форму, учитывают преимущественные деформации лопаток. По направлению преимущественных деформаций и дается название формы. Так, например, можно просто сказать «первая аксиальная изгибная форма», а можно обозначить эту форму более корректно: «первая, преимущественно изгибная, аксиальная форма колебаний».

Пластиночные формы колебаний характеризуются тем, что форма поперечного сечения лопатки при колебаниях искажается, узловые линии располагаются параллельно оси лопатки (см. рис. 4.1, *е*).

Еще более сложными, чем для единичных закрученных лопаток, являются колебания пакетов лопаток. Речь идет о тех случаях, когда отдельные лопатки связываются ленточными или цельнофрезерованными бандажами или бандажными проволоками или полками. В этом случае возникают дополнительные формы колебаний пакетов лопаток, когда все лопатки пакетов колеблются в одной фазе (см. рис. 4.2, *а, б*), и внутripакетные формы колебаний, когда амплитуды и фазы колебаний отдельных лопаток в пакете разные (см. рис. 4.2, *в, г, д*), максимальный прогиб наблюдается в некоторой средней части лопатки, ближе к вершине.

Кроме чисто изгибных форм, существуют формы колебаний пакетов, которые называются изгибно-крутильными (см. рис. 4.3). Деформация лопаток приближается к чисто изгибной в осевом направлении. При жестком присоединении бандажа к лопаткам происходит некоторое закручивание каждой лопатки в пакете. Формы изгибно-крутильных колебаний различаются формой колебаний лопаток и бандажа: при двух первых формах бандаж не деформируется (см. рис. 4.3, *а, б*). Первая форма соответствует осевым колебаниям лопаток в одной фазе и поступательному колебательному смещению бандажа, вторая обра-



зуются при изгибной деформации лопаток и крутильном колебательном движении бандажа. Более высокие формы отличаются изгибом бандажа с появлением узловых точек.

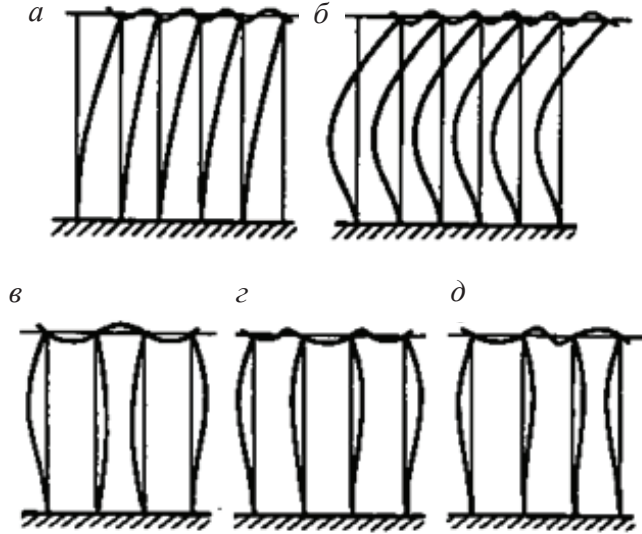


Рис. 4.2. Формы колебаний пакета лопаток:  
а, б — главные формы; в, г, д — внутрипакетные формы колебаний

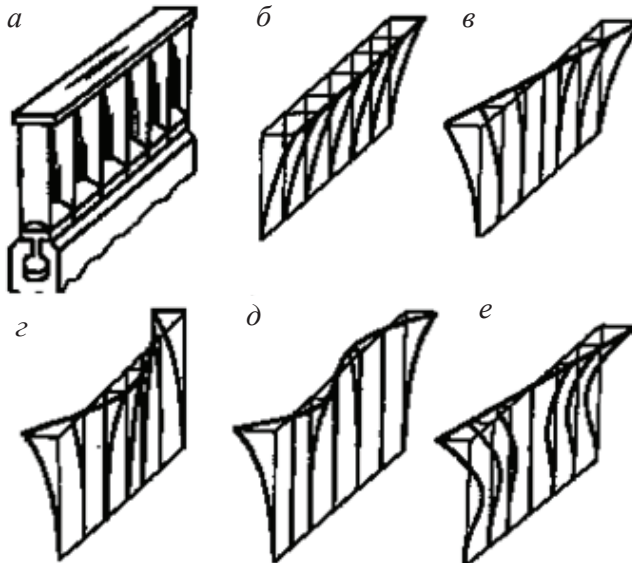


Рис. 4.3. Изгибно-крутильные колебания пакета лопаток:  
а — пакет лопаток; б-е — формы колебаний

До сих пор мы говорили о так называемых статических собственных формах, т. е. формах колебаний невращающихся лопаток. При вращении рабочих лопаток возникает центробежная сила, действующая по радиусу. Если лопатка вследствие колебаний отклоняется от радиального направления, то центробежные силы, действующие на каждый элемент лопатки радиально, стремятся выпрямить лопатку. Иными словами, ЦБС увеличивают жесткость лопатки, а это приводит к некоторому росту собственной частоты вращающейся лопатки, которая называется уже динамической. Связь между динамической  $f_d$  и статической  $f_{ст}$  частотами колебаний лопатки, выраженными в герцах, определяется по формуле

$$f_d = \sqrt{f_{ст} + B \cdot n^2},$$

где  $B$  — коэффициент, зависящий от распределения масс и жесткостей по высоте лопаток,  $n$  — число оборотов в секунду. Более гибким и длинным лопаткам соответствует и большее значение коэффициента  $B$ , который всегда больше единицы. Из последнего следует очень важный вывод о том, что самая низкая собственная динамическая частота по любой форме колебаний всегда выше частоты вращения. Это значит, что для рабочих лопаток резонанс первой кратности ( $k = 1$ ) невозможен. Это также показывает на практическую несостоятельность одной популярной версии, что повышенная оборотная вибрация агрегата может привести к разрушению лопаток, так как при отсутствии резонанса это крайне маловероятно.

При других значениях кратностей  $k = 1, 2, 3, 4$  и т. д. в зависимости от собственной динамической частоты колебаний лопаток резонансы в принципе возможны.

### **4.3. Вибрационная отстройка лопаточного аппарата**

---

Условия возникновения резонанса по какой-либо форме наглядно показывает вибрационная диаграмма (Кэмпбелл-диаграмма), приведенная на рис. 4.4.

На диаграмме нанесены графики зависимостей динамических частот по одной из форм колебаний от частоты вращения (об/с). По-

сколько лопатки одной ступени всегда имеют некоторый разброс собственных частот, на диаграмме приводятся два графика: один соответствует лопатке, имеющей максимальную частоту из всех лопаток комплекта, второй — лопатке с минимальной частотой. Все остальные лопатки комплекта имеют собственные частоты и, следовательно, графики, лежащие в промежутке между указанными графиками.

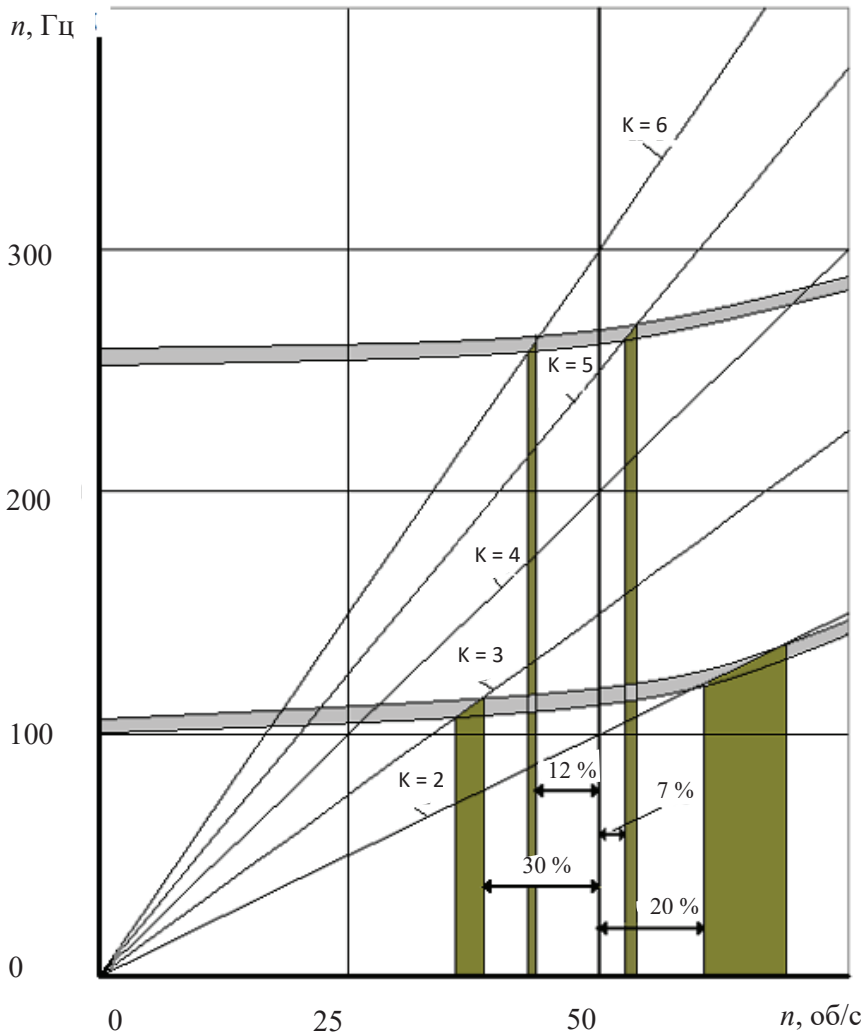


Рис. 4.4. Вибрационная диаграмма

Лучи, исходящие из начала координат, являются зависимостями частот возмущений от числа оборотов для разных значений кратно-

стей  $k$ . Абсциссы пересечений лучей кратностей и графиков зависимости динамических частот указывают на частоту вращения, при которой возникает явление резонанса. Разница абсцисс пересечения одним лучом верхнего и нижнего графиков зависимостей динамических частот указывает на диапазон оборотов, в котором резонируют все лопатки комплекта.

Если турбомашина имеет постоянную рабочую частоту вращения, как это имеет место в энергетических агрегатах, то существует возможность отстроить лопатки по собственной частоте от рабочей частоты вращения, т. е. гарантировать тем самым отсутствие резонансов лопаток на рабочих оборотах. На основе опыта создания и эксплуатации турбомашин были выработаны определенные требования к величине необходимого запаса между рабочими и резонансными частотами вращения. Эти нормы требуют различные запасы по оборотам в зависимости от кратности колебаний. Запас по оборотам (по частоте вращения) определяется как разность соответствующей резонансной частоты вращения, т. е. оборотов, при которых возникает резонанс лопаток по соответствующей кратности, и рабочей частоты вращения, отнесенная к рабочей частоте вращения, выраженной в процентах, а именно:

$$N_{\text{запас}} = \frac{n_{\text{рез } k} - n_{\text{раб}}}{n_{\text{раб}}} \cdot 100 \, \%.$$

Это связано с тем, что, во-первых, чем выше кратность возбуждения, т. е. чем выше частота возмущающих сил, тем ниже, как правило, амплитуда этих сил. Во-вторых, чем выше собственная частота колебаний лопаток и, следовательно, кратность, тем меньше диапазон частот вращения между соседними кратностями. Руководящие материалы требуют следующие запасы по частотам:

Кратность	Запас, %
2	15
3	8
4	6
5	5
6	4

На вышеприведенной вибрационной диаграмме (рис. 4.4) показано качество отстройки некой ступени, две низшие собственные частоты

ты рабочих лопаток, которой требуют отстройки по оборотам. Рабочая частота вращения принята 50 об/с (3000 об/мин).

Одна собственная форма колебаний лопаток имеет собственную статическую частоту (около 100 Гц). В процессе вращения динамическая частота возрастает и в диапазоне рабочей частоты вращения достигает приблизительно 110–115 Гц. Ближайшие резонансные обороты для колебаний лопаток по указанной форме соответствуют (с учетом разброса частот отдельных лопаток) 32–35 об/с при возбуждении колебаний с 3-й кратностью и 60–68 об/с при возбуждении со 2-й кратностью. Соответствующие запасы показаны на диаграмме и составляют 30 % по 3-й кратности (при требуемом запасе 8 %) и 20 % по 2-й кратности (при требовании норм 15 %). Таким образом, запасы по отстройке ступени по оборотам очень хорошие, значительно превышающие требования норм.

Вторая (более высокая по частоте) собственная форма колебаний лопаток требует отстройки по 5-й и 6-й кратностям. Ступень также отстроена в соответствии с требованием норм. Запас по 6-й кратности составил 12 %, а по 5-й кратности — 7 % при требованиях норм 4 и 5 % соответственно.

Чем достигается обычно отстройка лопаток? Как правило, первоначально отстройка проверяется еще на этапе проектирования и расчетов лопаток. Но поскольку расчетные методы не всегда дают достаточно точные результаты, в дальнейшем лопатки доводятся экспериментально за счет корректировки профилей, длины лопаток, установки бандажных и демпферных связей.

Если же турбоагрегат предназначен для работы на переменной частоте вращения, то осуществить отстройку в полной мере в соответствии с вышеуказанными нормами часто не представляется возможным. В этом случае стараются обеспечить отстройку хотя бы по низшим формам колебаний. Однако обычно лопатки газотурбинных установок (а именно эти агрегаты чаще всего предназначены для работы при переменной частоте вращения) имеют достаточно высокие собственные частоты и возбуждаются высокими кратностями. В этом случае иногда вынужденно допускается работа лопаток на резонансах. Единственное, что можно предпринять в этих случаях, чтобы резонансные частоты лежали в диапазоне тех частот вращения, при которых агрегат работает относительно небольшое время. Это могут быть частоты вращения, лежащие ближе к минимальной (предпочтительно) или мак-

симальной частоте вращения. Для ограничения амплитуд колебаний на резонансных режимах лопаточный аппарат выполняется с демпферами различной конструкции (подполочные, проволоочные и др.).

### **Вопросы для самоконтроля**

---

1. Каким нагрузкам подвержены рабочие лопатки турбомашин?
2. Какие формы колебаний характерны для лопаточного аппарата?
3. В чем особенности пакетных колебаний рабочих лопаток?
4. Что такое Кэмпбелл-диаграмма лопатки?
5. Чем определяется степень отстройки лопатки от резонансов?

## **5. Повреждения узлов и деталей.**

### **Диагностические признаки повреждений и причины неполадок**

---

#### **5.1. Анализ повреждаемости оборудования турбоагрегатов**

---

**В**се неисправности, возникающие при работе турбин, можно разделить на 2 большие группы. Первая группа неисправностей связана с некачественным изготовлением, монтажом и наладкой. Это могут быть конструкторские и технологические недостатки, производственные отступления, дефекты монтажа, незавершенность наладки. Вторая группа неисправностей связана с нарушениями в эксплуатации: несоблюдение чистоты рабочих сред, регламента технического обслуживания, ложные показания КИП, отключение защит.

По статистике проявления дефектов усредненные отказы паровых турбин составляют [30]:

- повреждения системы регулирования 27 %;
- повреждения подшипников 25 %;
- повреждения трубопроводов и арматуры 15 %;
- повреждения системы парораспределения 15 %;
- повреждения проточной части 13 %;
- повреждения маслосистемы 10 %;
- повышенная вибрация 10 %.

Наиболее часто встречающиеся отказы газотурбинных установок [31; 32]:

- повышенная вибрация;
- повышенный осевой сдвиг роторов;
- разрушение подшипников;
- разрушение рабочих лопаток ОК, ТВД, ТНД;
- помпаж ОК и ЦБН;

- разрушение элементов КС;
- отказы в системе маслоснабжения;
- отказы АСУ.

## 5.2. Повреждения и аварии лопаточного аппарата турбин

---

Лопаточный аппарат турбин — наиболее дорогостоящая и ответственная часть турбин — является основным элементом в процессе преобразования энергии. Рабочие лопатки к тому же являются самыми нагруженными и работающими в наиболее тяжелых условиях деталями.

Работая в потоке, имеющем высокие скорости и температуры, обладающем высокими коррозионными и эрозионными свойствами, направляющие лопатки нагружены статическими и динамическими изгибными силами, а рабочие лопатки воспринимают еще и значительные центробежные усилия. Повреждения лопаточного аппарата составляют до 30 % от общего числа повреждений, а устранение этих повреждений — до 50 % расходов и времени от всех ремонтных затрат.

Повреждение рабочих лопаток паровых турбин [30; 33]: 65 % — обрыв пера в прикорневой зоне и в районе отверстий под демпферную проволоку; 12 % — трещины в лопатке; 8 % — повышенный эрозионный износ. Признаки повреждений — изменение вибрационного состояния, шум в проточной части, сокращение времени выбега ротора. Причины: 50 % — исчерпание запасов прочности и усталость материала, 25 % — эрозионный износ входных и выходных кромок.

Разрушение рабочих лопаток осевого компрессора и турбин высокого и низкого давления ГПА происходит чаще из-за образования усталостных трещин или из-за попадания посторонних предметов в проточную часть. Кроме того, могут быть причины технологического характера. Максимальное количество отказов встречается у лопаток, прошедших ремонт.

Основные причины повреждений лопаточного аппарата, сопровождающиеся часто разрушением лопаток:

1. **Усталость материала**, вызванная вибрацией, приводящая к зарождению трещин усталости, их росту и последующему хрупкому разрушению.



Возможность появления трещины усталости и ее развития до критического значения определяется двумя основными факторами:

- накоплением повреждений в материале рабочей лопатки вследствие действия переменных напряжений;
- сопротивлением материала действию переменных напряжений.

Усталостная поломка происходит тогда, когда резерв прочности материала исчерпывается. Существует два способа борьбы с усталостными поломками:

- первый — выбрать материал рабочих лопаток на стадии проектирования настолько прочным, чтобы гарантировать его неразрушение за срок эксплуатации. К сожалению, количество марок сталей, используемых для рабочих лопаток, ограничено, а требования к свойствам противоречивы — повышение статической прочности приводит к снижению пластичности и т. д.;
- второй — это сконструировать турбину и обеспечить такие режимы эксплуатации, чтобы исключить быстрое накопление повреждений и преждевременное разрушение лопаток. Сюда относятся вибрационная отстройка от резонансов, снижение уровня колебаний — пакетирование, бандажирование, проволока, уменьшение статических напряжений.

2. **Коррозионная усталость** — усталость в коррозионно-активных средах. Коррозионной усталостью называют совместно протекающие и ускоряющие друг друга процессы язвенной коррозии и механической усталости.

Главный признак — возникновение и развитие трещины, идущей от язвы. Процесс происходит в две стадии: 1 — образование язвы на поверхности, образование небольшой трещины в язвах; 2 — развитие трещины до критического размера и быстрое хрупкое разрушение детали.

Основные факторы, влияющие на коррозионную усталость: агрессивность среды и условия нагружения материала. Меры предупреждения: обеспечение высокого качества рабочего тела, оптимизация конструкции рабочих лопаток, выбор материала.

Развитие трещин в лопатках при наличии специальных средств контроля можно диагностировать в процессе эксплуатации по следующим признакам:

1) изменение шага лопаток (характерно для дефектов связей), угла закрутки под действием центробежной силы, уменьшение радиального зазора (удлинение лопатки);

2) изменение положения узлов колебаний на венце.

3. **Капельная эрозия или эрозионный износ** приводят к износу рабочих лопаток, появлению концентрации напряжений и снижению их конструкционной прочности.

Капельной эрозией называется износ поверхности рабочих лопаток под действием капель жидкости, натекающей на поверхность с большой скоростью.

Наиболее интенсивной эрозии подвергаются входные кромки периферийных зон лопаток. Капельная эрозия — процесс, протекающий во времени.

Последствия капельной эрозии:

- повышение напряжений изгиба и растяжения из-за уменьшения площади сечения лопатки;
- уменьшение усталостной прочности из-за ухудшения качества поверхности и увеличения концентрации напряжений;
- изменение собственных частот пакетов рабочих лопаток, уменьшение конструкционного демпфирования;
- снижение сопротивления коррозии.

Меры борьбы: подбор параметров рабочего тела, выполнение противэрозионной защиты — стеллитовые пластины, использование титановых сплавов для рабочих лопаток.

4. **Абразивный износ** — эрозия твердыми частицами, приводит к снижению надежности облопачивания, уменьшению экономичности ступени, увеличению затрат на ремонт.

Процесс слабо изучен на экспериментальных стендах. Основной способ борьбы: создание твердых покрытий на изнашиваемых зонах путем нанесения диффузионного или плазменного покрытия. Создание диффузионного покрытия толщиной 0,15 мм происходит в парах бора при температуре 940°C, после покрытия термообработка выполняется. Метод достаточно сильно снижает усталостную прочность, существенно повышая сопротивление абразивному износу. Используют чаще для сопловых лопаток. Плазменное покрытие толщиной 0,2 мм осуществляется плазменной струей при температуре 650°C, твердость его меньше, но свойства основного металла не ухудшаются, абразивный износ уменьшается в 20 раз.

5. **Механические повреждения:** отрыв рабочих лопаток, излом.

Отрыв происходит, когда растягивающие напряжения в опасном сечении лопатки достигают предела прочности, что может произой-

ти вследствие превышения («заброса») частоты вращения допустимых значений либо из-за изготовления самой лопатки.

Излом лопаток происходит вследствие появления в сечении лопатки напряжений изгиба, превышающих предел прочности. Излом обычно начинается с выходной кромки лопатки. Причинами могут быть попадание в проточную часть посторонних предметов, сильные радиальные задевания ротора о статор, попадание в турбину большого количества воды.

Отрыв лопатки (или части лопатки, части бандажной или демпферной связи) диагностируется следующими признаками:

- 1) скачком вибрации с изменением ее оборотной составляющей;
- 2) акустическими ударами в проточной части.

#### **6. Повреждения хвостовиков лопаток.**

Для хвостовика лопатки характерны усталость — из-за нерасчетного увеличения нагруженности, которая интенсифицируется при усилении вибрации рабочих лопаток; коррозионная усталость — следствие совместно протекающих процессов язвенной коррозии и усталости; разрушение в результате исчерпания длительной прочности — чем выше напряжения и температура, тем быстрее происходит данный процесс.

### **5.3. Разрушение и повреждения роторов и валов**

Среди повреждений роторов выделяют [30; 33] разрушения рабочих лопаток в 46,8 % случаев; повреждения вала ротора — 17 % (75 % из них — прогиб вала вследствие коробления цилиндра, расцентровок, задеваний, ползучести); повреждения муфт — 12,8 % и уплотнений (концевых, надбандажных) — 18 %.

Для роторов турбин характерны следующие повреждения:

1. Внезапные хрупкие разрушения цельнокованых роторов с разделением на множество разлетающихся крупных и мелких фрагментов.

Хрупкие внезапные разрушения роторов являются наиболее опасными, поскольку влекут серьезное повреждение или полное разрушение турбины. Термин «внезапный» является условным, так как разрушению всегда предшествует более или менее длительный период,

когда происходит накопление повреждений, которые достигают критического размера, и происходит разрушение.

Разрушения возникают в основном:

- из-за плохого качества металла ротора;
- очень высоких динамических напряжений (разбалансировка);
- неправильного проведения пуска из холодного состояния.

Повреждения из-за металлургических дефектов характерны для цельнокованных роторов из-за дефектов производства. Это нарушения структуры и сплошности металла, неметаллические включения, поры и раковины, флокены, газовые пузыри, трещины из-за внутренних напряжений в металле. Они обычно сконцентрированы вблизи центральной зоны поковки (вблизи осевого канала). С точки зрения качества материала опасными являются неоднородности, образующиеся в отливке, и трещины при ковке. Наиболее опасны газообразные включения — флокены. Для их обнаружения отливки и поковки в процессе производства тщательно контролируются методами ультразвуковой дефектоскопии и другими методами неразрушающего контроля. Поэтому разрушения по причинам дефектов металла встречаются крайне редко в настоящее время.

При внезапной разбалансировке появляется поперечная неуравновешенная сила. Она приводит к быстрому появлению трещины усталости, и происходит хрупкое разрушение. Непрерывный контроль вибрации подшипников является в данном случае возможностью предотвратить серьезные последствия разрушения.

При быстром пуске турбины из холодного состояния, когда вязкость разрушения материала мала, а напряжения велики, даже небольшой дефект, неопасный при нормальной работе, может привести к внезапному хрупкому разрушению.

В отечественной практике не было ни одного случая подобного разрушения роторов.

2. Появление трещин на расточках, в ободьях дисков, разгрузочных отверстиях высокотемпературных роторов вследствие истощения длительной прочности материала.

Длительная прочность определяет ресурс ротора, который зависит от температуры эксплуатации, напряжений, длительности пребывания ротора при высоких температурах. В этих условиях происходит «старение» материала, он становится хрупким, длительная прочность снижается. Предупреждают такой вид разрушения в процессе проек-

тирования — проводят расчеты с учетом охрупчивания металла. В ходе эксплуатации возможна установка образцов-свидетелей в проточную часть для оценки степени истощения металлом ротора ресурса.

3. Появление трещин на поверхности цельнокованых роторов в зоне концевых и диафрагменных уплотнений вследствие термической усталости материала.

Трещины термической усталости обычно возникают в тех местах, где температура изменяется наиболее значительно и где имеются резкие переходы, надрезы, галтели. Причина — неравномерный прогрев по радиусу, стесненность тепловых расширений. Основной мерой предупреждения подобных дефектов является поддержание постоянной температуры рабочего тела даже в процессе переходных режимов.

4. Появление трещин вследствие коррозии под напряжением на расточках насадных дисков, в телах насадных дисков.

В процессе эксплуатации на дисках могут появиться трещины. Обычно это является результатом усталости или коррозии под напряжением. Наиболее опасны трещины на расточке диска. Основные меры борьбы — выбор материала, качество поковки, технология изготовления, т. е. факторы проектирования.

Разрушение дисков является одной из самых тяжелых аварий. В основе развития данного дефекта могут быть металлургические дефекты, коррозионные повреждения, задевания дисков. К разрушению дисков приводит разгон машины при отказе систем регулирования и защиты. Разрыв диска может быть вызван использованием некачественного металла.

Вибрация дисков, как и вибрация лопаток, вызывается периодическими силами со стороны потока. Среди собственных форм колебаний дисков наиболее опасными являются две формы, характерные для осесимметричных систем: зонтичная и веерная. Усталостные трещины, возникающие вследствие вибрации, обычно появляются и развиваются в местах концентрации напряжений. Такими местами являются обод диска, пароразгрузочные отверстия, галтели. При высокой напряженности диска очень опасными концентраторами являются царапины, риски и забоины на поверхностях диска.

Коррозионное растрескивание под напряжением может возникнуть в любом месте диска, но наиболее вероятными местами являются зоны концентраций напряжений, в которых одновременно создаются условия для образования и сохранения в течение длительного вре-

мени высококонцентрированных растворов: обод диска и хвостовые соединения лопаток, шпоночные пазы.

Обнаружить трещины в дисках удастся только путем визуального осмотра и контроля во время ремонтов методами неразрушающего контроля.

5. Появление трещин в валах роторов вследствие многоциклового усталости.

В отличие от хрупкого разрушения развитие усталостной трещины может и должно быть диагностировано. Появление трещины приводит к появлению жесткостной анизотропии ротора, понижению абсолютного значения жесткости.

Следует отметить, что вибрационные признаки (рост оборотной вибрации во времени, появление двойной и тройной составляющих в спектре, а также рост амплитуды колебаний при прохождении частот, равных половине критической) становятся заметными при существенной величине трещин (более 25 % сечения).

6. Остаточные прогибы роторов вследствие задеваний, ползучести и т. д.

Прогибы валов — это оставшееся искривление вала, возникающее вследствие:

- местного охлаждения ротора и появления зоны пластической деформации;
- радиальных задеваний ротора о статорные детали.

При этом возникают напряжения температурные, превышающие предел текучести. Задевания могут возникать также и вследствие плохого качества уравнивания роторов, ошибок в назначении зазоров в проточной части.

---

## 5.4. Повреждение корпусов

---

Для корпусов турбин характерны следующие повреждения:

- 1) разрушения с потерей герметичности;
- 2) нарушение плотности фланцевых разъемов;
- 3) образование трещин термической усталости;
- 4) коробление.

Разрушение корпусов возможно либо при появлении в процессе эксплуатации очень крупных дефектов, либо в результате разрушения больших лопаток или дисков.

Пропаривание возникает при снижении силы затяжки шпилек или болтов за счет явления релаксации напряжений в условиях высоких температур. Начальная затяжка шпилек должна быть такой, чтобы в течение межремонтного периода (4–5 лет) затяжка не уменьшалась до недопустимо малого значения. Но следует иметь в виду, что повышение затяжки ускоряет и процесс релаксации.

Трещины термической усталости появляются вследствие многократного действия высоких напряжений из-за неравномерного прогрева при пусках. Они характерны для корпусов турбин, работающих с частыми и быстрыми пусками и остановами.

Короблением корпуса называется остаточное изменение формы, приводящее к изменению цилиндричности расточек и нарушению плотности фланцевого соединения.

Коробление корпусов вызывается следующими причинами:

- 1) неправильной термообработкой корпусов в процессе изготовления;
- 2) ползучестью корпуса при высоких давлениях и температуре;
- 3) резким местным охлаждением (при попадании воды или холодного пара) или местным разогревом (при сильных задеваниях ротора);
- 4) чрезмерно быстрыми пусками, когда напряжения могут достигать напряжения текучести.

## **5.5. Дефекты подшипников скольжения**

Среди повреждений подшипников скольжения 42 % приходится на разрушения опорных, 45 % — упорных (опорно-упорных).

По видам разрушения для опорных подшипников характерны [30]: 25 % — подплавление баббита, 15 % — выкрашивание баббита, 15 % — отслаивание баббита. Причины: 20 % — ухудшение маслоснабжения, 15 % — некачественная центровка валопровода, 11 % — нарушение нормального вибросостояния. Признаками повреждений обычно являются: изменение вибросостояния, повышение температуры баббита вкладышей, наличие включений металла в масле, течь масла.



Для упорных подшипников характерны выплавление баббита колодок — 39 %, механическое повреждение и износ — 49 %. К таким видам разрушения ведут увеличение осевого усилия, низкое качество масла, дефекты ремонта. Диагностировать процесс повреждения упорных подшипников можно по увеличению осевого сдвига роторов, повышению температуры баббита, течи масла.

Увеличенный износ баббитовой заливки может происходить при изначально неправильной геометрии подшипника, недостаточной или неправильной организации подачи масла, высоких удельных нагрузках, высокой температуре масла, некачественной обработке шеек, грязном масле и т. д. Все эти причины в конечном итоге приводят к тому, что нарушается масляный клин и не обеспечивается необходимая несущая способность подшипника.

Кроме того, современные турбины имеют очень тяжелые роторы и высоконагруженные подшипники. При работе на валоповороте и на низких частотах вращения, когда масляный клин отсутствует или толщина его и устойчивость недостаточны, происходит выработка баббитовой заливки в нижней части вкладыша. Износ устраняется введением гидроподъема (подачей смазки под давлением под шейку ротора), который включается в вышеуказанных режимах.

К неравномерному износу, а также к выкрашиванию баббита приводят неправильное сочленение роторов, центровка опор, высокая неуравновешенность роторов и другие причины, вызывающие повышенную вибрацию вала.

Известно, что под действием центробежной силы неуравновешенности в зависимости от ее величины подшипник может работать в одном из следующих режимов: нормальный, ударный и режим обкатки.

Если центробежная сила значительно меньше статической реакции опоры, то подшипник работает в нормальном режиме. При этом шейка ротора, вращаясь вокруг своей оси, одновременно прецессирует вокруг некоторой точки — центра всплытия — с частотой и в направлении вращения (прямая обратная прецессия). Траектория прецессионного движения шейки представляет в нормальном случае круг или эллипс с диаметром или с осями, равными амплитуде вибрации (виброперемещений) ротора.

Если центробежная сила от дисбаланса превышает статическую реакцию опоры, то подшипник работает в режиме обкатки (см. рис 5.1, в). При этом шейка ротора, будучи прижатой одной точкой (точнее по од-



ной образующей линии), совпадающей с направлением действия силы, обкатывает всю поверхность вкладыша. При этом возникает очень высокий уровень оборотной вибрации, возможны задевания в проточной части. Масляный клин, в нормальном его понимании, не создается. Скорее можно вести речь о некоем слое масла между прижатой шейкой и поверхностью вкладыша. Если центробежная сила очень велика, то слой может быть выжат из-под шейки и возникает сухое трение. Это приводит к локальному разогреву шейки и натягиванию или выплавлению баббитовой заливки. Такой режим чаще всего возникает при внезапной разбалансировке ротора, связанной с вылетом большой лопатки или группы лопаток. Длительная работа при таком режиме невозможна и очень опасна.

Очень опасным является и ударный режим (рис. 5.1, б), промежуточный между двумя описанными. Он возникает при центробежных силах, близких к статической реакции опоры (от веса ротора). Сначала с ростом силы до величины, близкой к 40–50 % от реакции опоры, положение масляного клина становится неустойчивым по углу расположения — возникают угловые колебания клина в расточке; частота угловых колебаний клина необязательно равна частоте вращения — может быть значительно ниже ее. С дальнейшим ростом центробежной силы частота угловых колебаний клина увеличивается, приближаясь к частоте вращения, амплитуда этих колебаний тоже увеличивается и, наконец, когда крайняя верхняя точка этих колебаний пересекает плоскость разъема и переходит на верхнюю половину вкладыша, наступает ударный режим работы, при котором шейка из верхнего положения отрывается от поверхности вкладыша и падает в его нижнюю половину. Переход в этот режим работы резко изменяет характер вибрации турбины (частота вибрации, амплитуда и фазовый угол становятся нестабильными, в спектре вибрации появляется большой спектр частот, характерных удара, и т. д.) и приводит к быстрому выкрашиванию и разрушению

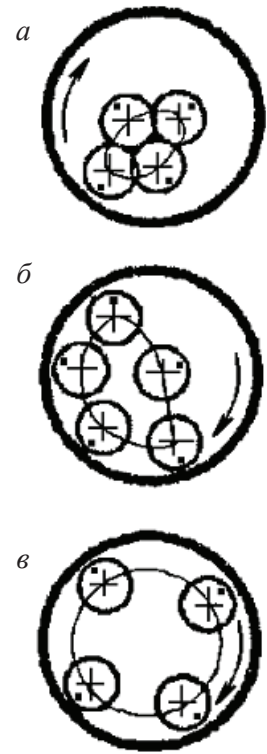


Рис. 5.1. Режимы работы подшипника скольжения:

- а — нормальный,
- б — ударный,
- в — обкатка

заливки на нижней половине вкладыша. Описанное явление в эллиптических подшипниках (с лимонной расточкой) наступает раньше, и ударный режим проявляется более сильно, чем в цилиндрических подшипниках.

Выплавление баббитовой заливки может произойти и в случае прекращения подачи масла.

Аварии опорных подшипников чаще всего приводят к серьезным последствиям. Как правило, такие происшествия сопровождаются серьезными повреждениями шеек роторов. Повреждение, а тем более выплавление баббитовой заливки опорных подшипников могут привести к таким расцентровкам в проточной части, что начнется задевание ротора и, как результат, — разрушение проточной части.

Не менее опасны и аварии упорного подшипника, так как практически всегда сопровождаются разрушением лопаток из-за значительного осевого сдвига ротора. Аварии упорных подшипников могут быть вызваны причинами, приводящими к увеличению осевого усилия. Среди них можно назвать водяной удар, закатку выходных кромок лопаток посторонним предметом, отложения в проточной части и многие другие.

Надежную работу подшипников обеспечивает температурный контроль баббитовой заливки вкладышей и колодок. Постепенный рост температуры всех колодок говорит о росте осевых усилий. Изменение температуры отдельных колодок может свидетельствовать о возникновении дефектов в подшипнике или о некоторых других дефектах, связанных с тепловыми расширениями турбины.

Диагностирование повреждений:

- Увеличенный или неравномерный износ баббитовой заливки диагностируется по следующим признакам:

- 1) при наличии приборов, контролирующих положение шейки в расточке и вибрации вала, наблюдаются увеличение во времени поточного зазора при остановленной турбине и увеличение всплываний шейки в рабочем состоянии; увеличивается вибрация вала;
- 2) в спектре вибрации появляются и увеличиваются со временем следы колебаний с частотой, равной половине частоты вращения. В некоторых случаях, чаще всего при резком изменении нагрузки, возможен срыв турбины в НЧВ;
- 3) увеличивается расход масла на сливе, падает давление масла на входе, уменьшается нагрев масла в подшипнике.

- При выкрашивании или отслаивании баббитовой заливки часто наблюдаются следующие изменения в работе:

- 1) повышение уровня вибрации, «зашумление» спектра колебаний (появление низких и высоких гармоник);
- 2) уменьшение всплывтия шейки;
- 3) повышение температуры баббита.

- Выплавлению баббитовой заливки сопутствуют:

- 1) резкое повышение температуры баббита;
- 2) резкое повышение вибрации.

## **5.6. Эксплуатационные дефекты подшипников качения**

Повреждения подшипников качения могут быть условно разделены на следующие группы:

- разрушения от усталости материала;
- повреждения от повышенного износа;
- разрушения, вызываемые изменением зазоров и посадок между деталями подшипников и опорами ротора;
- повреждения из-за недостаточности или прекращения подачи смазочного материала.

Усталостное разрушение подшипников качения проявляется в виде выкрашивания материала дорожек колец и тел качения и может происходить из-за чрезмерно больших нагрузок или частот вращения.

Износ деталей подшипника выше допустимого, особенно тел качения и поверхности колец, приводит к увеличению радиальных зазоров, вызывающих смещение ротора.

Изнашивание гнезд сепаратора происходит в результате неправильного монтажа подшипников, от действия больших осевых нагрузок, от выкрашивания дорожек качения и других причин. Наряду с изнашиванием имеются случаи усталостного разрушения сепаратора, появления трещин и разрывов перемычек и сепаратора.

При некоторых условиях работы возможно проскальзывание внутреннего кольца подшипника относительно тел качения, что приводит к износу поверхностей качения.

Определенное место среди разрушений подшипников качения занимает масляное голодание, приводящее к оплыванию и изнашива-

нию тел качения, наволакиванию материала на поверхности беговых дорожек, изнашиванию сепаратора.

Методы диагностирования подшипников качения можно условно разбить на три группы. К первой следует отнести все те методы, которые основаны на выделении и анализе дискретных составляющих вынужденных колебаний либо на основных частотах возбуждения колебаний в подшипнике, либо на частотах возбуждения, которые возникают по причине появления различных дефектов элементов подшипника (т. н. «роторные частоты»). На основе этих методов возможно диагностирование местонахождения повреждения в подшипнике (внешнее, внутреннее кольца, сепаратор, тела качения).

При работе подшипников качения основные роторные частоты могут быть подсчитаны по следующим соотношениям:

- частота вращения ротора

$$f_p = n / 60,$$

где  $n$  — частота вращения ротора, об/мин;

- частота вращения сепаратора

$$f_{\text{сеп}} = 0,5 f_p \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right),$$

где  $D$  — диаметр наружного кольца;  $d$  — диаметр внутреннего кольца;  $\beta$  — угол обхвата;

- частота вращения тел качения

$$f_{\text{т.к}} = 0,5 f_p \frac{D}{d} \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right);$$

- частота мелькания тел качения по наружному кольцу

$$f_{\text{сеп}} = z 0,5 f_p \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right),$$

где  $z$  — число тел качения;

- частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу

$$f_{\text{сеп}} = z 0,5 f_p \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right).$$

Наряду с этим в процессе эксплуатации при возникновении и развитии повреждений элементов конструкции подшипников до опре-

деленного уровня в спектре колебаний работающего механизма появляются дискретные составляющие, частоты которых определяются видом повреждений. Эти дефекты разнообразны: волнистость на дорожках качения, повышенный зазор в обойме, овальность тел качения и колец, гранность и т. д.

Основные частоты возбуждения, возникающие из-за повреждений роликовых элементов, следующие:

$$\text{из-за дефектов формы тел качения } f_1 = \left( \frac{D+d}{d} \right) \left( \frac{D-d}{d} \right) \frac{n}{30};$$

$$\text{изменения формы внутренней дорожки } f_2 = \left( \frac{D+d}{D} \right) \frac{nz}{120};$$

$$\text{изменения формы внешней дорожки } f_2 = \left( \frac{D-d}{D} \right) \frac{nz}{120}.$$

Одним из наиболее распространенных дефектов монтажа подшипников качения является перекося колец. Проявляется на частотах:

- перекося наружного колеса  $f_{н.к} = kf_{цеп} z$ ;
- перекося внутреннего колеса  $f_{в.к} = k(f_p - f_{цеп})z$ .

Однако в реальных условиях при диагностике подшипников газотурбинных двигателей практически не представляется возможным проводить подобные математические расчеты. Многие параметры подшипников невозможно определить на месте, потому что в оборудовании используются специальные подшипники, все размеры которых приводятся в спецкаталогах, входящих в документацию авиазаводов и не имеющих открытого доступа (например, такие как число шариков или радиусы внутреннего и внешнего кольца). Данный метод основан на стабильной и постоянной частоте вращения ротора двигателя, хотя в реальности этот параметр не является строго постоянным, флуктуация частоты вращения ротора достигает  $\pm 10\%$ , причем здесь нельзя говорить о плавной флуктуации — она может быть дискретной и неравномерной вследствие нестабильного горения газа в камере сгорания ГТД. Поэтому, как правило, практически невозможно обнаружить рассчитанные частоты модуляции в конкретной ситуации. Осложняет диагностику и то, что датчик вибрации не может быть установлен в непосредственной близости к подшипнику.

Вторую группу методов составляют методы диагностирования технического состояния подшипников качения в целом. В рабочих услови-

ях процесс выхода из строя подшипниковых узлов часто складывается из разрушений нескольких элементов подшипника и одновременного развития нескольких повреждений. Подход имеет право на существование, поскольку при потере работоспособности механизма обслуживающему персоналу безразлично, что в подшипнике вышло из строя, важно, что надо его заменить.

Третью группу методов диагностирования составляют методы анализа колебаний на резонансных частотах.

### **Вопросы для самоконтроля**

---

1. Назовите причины повреждений лопаточного аппарата.
2. Назовите виды повреждений роторов.
3. Назовите причины повреждений статоров турбомашин.
4. Назовите виды повреждений подшипниковых узлов.

## 6. Техническое состояние турбомашин.

### Критерии надежности

---

#### 6.1. Виды состояний. Отказы и их причины

---

**Т***ехническое состояние объекта* — состояние, которое характеризуется в определенный момент времени при определенных условиях внешней среды значениями параметров, установленных технической документацией на объект.

В течение всего срока эксплуатации турбоагрегат может находиться в различных состояниях. Агрегат может быть исправным или неисправным. Будучи неисправным объект (деталь, машина, узел) может находиться в работоспособном или неработоспособном состоянии [34]. Особым видом неработоспособного состояния является предельное состояние. Переход из одного состояния в другое фиксируется фактом повреждения или отказа.

**Исправность** — состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям нормативно-технической документации (НТД).

**Неисправность** — состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической документации.

**Повреждение** — событие, заключающееся в нарушении исправности объекта при сохранении его работоспособности

Примеры повреждений — износ подшипников, загрязнение проточной части.

**Работоспособное состояние** — состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих его способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям НТД.

**Неработоспособное состояние** — состояние объекта, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего его способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям НТД.

Примеры неисправного работоспособного состояния — работа с повышенным уровнем вибрации, с пониженным внутренним КПД, с ограничением нагрузки.

Переход из работоспособного состояния в неработоспособное фиксирует факт отказа.

**Отказ** — событие, заключающееся в нарушении работоспособности объекта. Среди отказов выделяют случайные и систематические.

**Случайные отказы** и их причины — это непредусмотренные перегрузки, дефекты в материале и погрешности изготовления, не обнаруженные контролем, ошибки обслуживающего персонала или сбои системы управления.

Примером случайных причин отказов могут служить: некачественный монтаж турбоагрегата или некачественно выполненные регламентные работы, неисправность системы автоматики и т. д.

**Систематические отказы** — причинами таких отказов являются закономерные явления, вызывающие постепенное накопление повреждений, например, влияние среды, времени, температуры, нагрузок и т. д. Примерами такого влияния являются коррозия, эрозия, старение материала, усталость, ползучесть и др.

Наиболее распространенным отказом систематического характера является разрушение камеры сгорания. Среди других можно отметить разрушение уплотнений, неисправность масляной системы, неисправность подшипников, неустойчивую газодинамическую работу ЦБН, разрушение подшипников привода ГНУ, эксплуатационный дисбаланс роторов.

### **Классификация отказов**

#### **1. По характеру развития и проявлению:**

- внезапные;
- постепенные по развитию, внезапные по проявлению;
- постепенные.

В этой категории наиболее опасными являются внезапные отказы (например, поломка лопатки), поскольку сопровождаются более тяжелыми последствиями, и практически невозможно предсказать данный вид отказов. Внезапные отказы характеризуются скачкообразным изменением одного или нескольких параметров объекта. Постепенные отказы происходят из-за износа деталей, загрязнения поверхностей.

#### **2. По причинам возникновения:**

- конструкционные;



- технологические;
- эксплуатационные.

К конструкционным отказы относят в случае, если они неоднократно повторяются на серии объектов, происходят при разрешенных параметрах эксплуатации и не могут быть объяснены влиянием других факторов. Эксплуатационными являются отказы, возникшие в результате нарушений правил эксплуатации, режимов работы, ошибок персонала и т. д. Технологическими являются отказы, возникшие в результате нарушений технологии изготовления деталей, сборки и монтажа изделия. Различают дефекты изготовления, дефекты монтажа и дефекты ремонта.

### 3. По последствиям:

- легкие;
- средние;
- тяжелые;
- тяжелые с катастрофическими последствиями.

К тяжелым с катастрофическими последствиями относят отказы в случае, если произошло полное разрушение объекта или были жертвы. В остальных случаях отказы определяют по трудоемкости устранения дефектов, по количеству и по тяжести вторичных разрушений, которые вызвал рассматриваемый дефект.

4. По возможности дальнейшего использования объекта до устранения отказа:

- полные;
- частичные.

Полные отказы не позволяют эксплуатировать объект до момента устранения отказа, возникает полная потеря работоспособности, при частичных — эксплуатация может быть продолжена, отказ может быть устранен в процессе деятельности объекта.

В энергетике отказы подразделяют на технологические, функциональные и аварии. С 2001 г. нарушения в работе оборудования подразделяются только на аварии и инциденты.

**Аварией** называется повреждение проточной части турбины, разрушение цилиндров, прогиб роторов и т. д., приведшие к повреждению конструкций здания и вынужденному останову турбины на срок 25 сут и более.

**Технологическим отказом** является ограничение работоспособности оборудования, приведшее к нарушению технологии производства

и передачи тепловой и электрической энергии потребителям, если оно не содержит признаков аварии, неправильные действия защит и автоматики, ошибочные действия персонала; вынужденное отключение оборудования из-за недопустимых отклонений параметров технического состояния.

**Функциональным отказом** является повреждение зданий, сооружений, оборудования, неправильные действия защит и автоматики, неправильные действия персонала, вынужденное отключение оборудования из-за отклонений параметров технического состояния, если все это не повлияло на технологический процесс производства и передачи энергии.

**Инцидент** — отказ или повреждение технических устройств, применяемых на опасном производственном объекте, отклонение от режима технологического процесса, нарушение положений федеральных законов и нормативных актов РФ, а также нормативно-технических документов, устанавливающих правила проведения работ на опасном производственном объекте.

Все вышеописанные виды состояний определяются критериями, установленными в соответствующей нормативно-технической документации.

**Предельное состояние** — состояние объекта, при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

Критерием предельного состояния объекта является такое состояние, при котором по установленным в НТД признакам фиксируется факт недопустимости или невозможности дальнейшего его применения по назначению и необходимости его замены, списания или ремонта, по объему значительно превышающего штатный капитальный ремонт.

Примером такого ремонта является капитальный ремонт турбины с заменой цилиндра высокого давления при выработке материалом полного ресурса.

В настоящее время значительная часть эксплуатируемых турбоагрегатов исчерпала свой ресурс или находится на грани его исчерпания, поэтому вопросы определения предельного состояния и оценки дальнейшей судьбы этих объектов приобретают большое значение.

Методики оценки состояния объекта различны [35; 36]. При продлении ресурса энергетических турбоагрегатов проводится обследование состояния металла всех деталей, включающее в себя:

- контроль за наличием трещин, дефектов, коррозионных и эрозийных повреждений;
- измерения остаточных деформаций роторов, диафрагм и пароперепускных труб, прогиба роторов и коробления цилиндров и обойм;
- контроль твердости металла;
- для наиболее напряженных деталей (роторы высокого и среднего давления паровых турбин) выполняется оценка остаточного ресурса по пределам ползучести и длительной прочности.

На основании полученных данных принимается решение об устранении недопустимых дефектов, прогиба и коробления. При соответствии свойств металла нормативным требованиям назначается дополнительный срок эксплуатации, но не более 50 тыс. ч, по истечении которого проводится следующее обследование.

В целом в методике оценки состояния для технически сложных систем можно выделить ряд общих положений, а именно для определения предельного состояния следует:

1. Оценить реальные условия эксплуатации за весь период использования детали и рассчитать полную наработку объекта.

Наработка до предельного состояния зависит от:

- неучтенных напряжений — остаточных или возникающих в процессе эксплуатации;
- температуры эксплуатации — больше или меньше расчетной;
- режима работы — в базовом или маневренном режиме идет эксплуатация;
- ошибок персонала;
- воздействий окружающей среды (коррозия, эрозия);
- свойств металла, отличающихся от среднemarkочных;
- разного рода проектных ошибок.

2. Провести повторный прочностной расчет с учетом эксплуатационных данных.

3. Провести выборочную инструментальную диагностику металла в наиболее напряженных местах оборудования неразрушающими методами контроля (дефектоскопия, ультразвуковой контроль), для лабораторных исследований могут использоваться разрушающие методы.

4. Оценить выработанный ресурс с учетом фактических свойств металла.

5. Принять решение о продлении ресурса или демонтаже объекта.

Таким образом, для определения предельного состояния проводится расчетный анализ с максимальным учетом результатов обследований и выявляются наиболее напряженные элементы, а затем методами инструментального контроля эти элементы проверяются. Оценка стоимости продления ресурса по данным разных авторов может составлять от 15 до 40 % стоимости нового оборудования.

Если принимается решение о продлении ресурса, то дальнейшая эксплуатация объекта может производиться:

- 1) как эксплуатация по техническим условиям;
- 2) как модернизация или замена отдельных компонентов;
- 3) как щадящая эксплуатация.

Модернизация чаще всего выполняется для увеличения мощности блока, но может производиться и из других соображений — например, новые лопатки турбин могут иметь более совершенную конструкцию, более эффективную, поэтому их обновление может оказаться целесообразнее, чем продление ресурса или ремонт старых. Модернизация ГТУ может выполняться не только для отдельных узлов, но и в форме перевода на регенеративный цикл. Модернизация позволяет также выравнивать ресурсы различных компонентов: увеличение работоспособности узлов с более коротким сроком службы до уровня узлов с более длительным сроком службы позволяет в целом повысить надежность эксплуатации объектов.

Щадящая эксплуатация — изменение эксплуатационных режимов, например переход от базового режима к маневренному — возрастает количество пусков и переходных режимов. Последствия такого перехода можно компенсировать автоматизацией процесса пуска — останова.

Эксплуатация на пониженных параметрах способствует продлению срока службы деталей, работающих в условиях ползучести.

В любом случае все усилия по продлению срока службы объектов требуют изменения стратегии технического обслуживания, желательно по состоянию в зависимости от повреждаемости и времени, что требует более совершенного мониторинга оборудования.

По проведенной за 2003–2007 г. оценке надежности парка ГПА [32] выявлены наиболее часто встречающиеся отказы и их причины.

1. Разрушения рабочих лопаток ОК, ТВД, ТНД — возникают вследствие образования усталостных трещин или попадания в проточную часть посторонних предметов, наибольшее число отказов приходится на лопатки, прошедшие ремонт и восстановление.

2. Разрушение подшипников роторов двигателя и ЦБН — выходят из строя из-за нарушения режимов смазки или вследствие дисбалансов ротора.

3. Разрушение элементов камеры сгорания (характерно для турбин конвертированных авиационных и судовых). Причины — нарушения в системе охлаждения, неравномерность температурного поля, коксование форсунок.

4. Разрушение металлорукавов системы смазки и уплотнений из-за повышенной вибрации маслопроводов.

5. Повышенная температура газов на выходе ГТУ.

6. Повышенная вибрация двигателя и ЦБН. Возникает при дисбалансе роторов вследствие разрушения лопаточного аппарата, подшипников, нарушения центровки валопровода.

7. Повышенный осевой сдвиг роторов двигателя и ЦБН (обусловлен нарушением работы системы смазки и разрушением упорных подшипников).

8. Помпаж ОК и ЦБН (ОК — обледенение ВОУ, загрязнение проточной части, сбой в работе антипомпажных клапанов); ЦБН — попадание посторонних предметов на защитную решетку, сбой в системе антипомпажного регулирования, нарушения в работе магистрального газопровода).

9. Повышенный расход масла для смазки двигателя и ЦБН (встречается при значительной наработке в результате износа уплотнений).

10. Отказы системы АСУ.

---

## 6.2. Критерии надежности

---

**Надежность** — свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

Для паровых турбин надежность — это бесперебойная выработка мощности при предусмотренных затратах топлива и установленной системе эксплуатации, технического обслуживания и ремонта, а также недопущения ситуаций, опасных для людей и окружающей среды. Надежность газовых турбин определяет бесперебойный транзит газа при определенных затратах топлива на собственные нужды, установленной системе эксплуатации, ТО и ремонта.

Надежность является внутренним свойством объекта, определяющим эффективность его функционирования. Баланс между диагностикой и надежностью склоняется в пользу последней. Надежные агрегаты потребуют меньшего объема диагностирования, затрат на ремонт и восстановление.

Надежность может быть оценена как комплексное свойство, так и через свои составляющие. С одной стороны, она зависит от совершенства оборудования, а с другой — от уровня технического обслуживания, от организации и качества ремонта.

Показатели надежности различаются в соответствии со свойствами объектов. Они делятся на показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. Как уже указывалось выше, надежность объекта в зависимости от его вида может оцениваться частью или всеми показателями надежности.

**Показатель надежности** — величина, характеризующая одно из свойств (единичный показатель) или несколько свойств надежности (комплексный показатель).

**Безотказность** — свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

**Наработка** — продолжительность или объем работы объекта.

Это свойство является особо важным для машин, отказ которых может привести к крупным финансовым или социальным, или связанным с опасностью для жизни людей последствиям.

Оценивается через:

1) вероятность безотказной работы — вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ не возникнет. Определяется на основе статистических данных по отказам.

Статистическая оценка вероятности безотказной работы за наработку  $t$  определяется по формуле

$$P(t) = \frac{N(t)}{N_0} = 1 - r(t)N_0,$$

где  $P(t)$  — вероятность безотказной работы к моменту времени  $t$ ;  $N(t)$  — число работоспособных объектов к моменту времени  $t$ ;  $N_0$  — число работоспособных объектов в начальный момент времени;  $r(t)$  — число отказавших объектов к моменту  $t$ ;  $r(t) = N_0 - N(t)$ ;

2) средняя наработка на отказ — отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа отказов в течение этой наработки.

Определение этой величины требует обязательного указания интервала наработки (месяц, год, до первого капитального ремонта и т. п.).

$$T_0 = T_n / M_0,$$

где  $T_0$  — средняя наработка на отказ;  $M_0$  — математическое ожидание числа отказов;  $T_n$  — наработка, на базе которой определяется наработка на отказ.

$$M_0 = \sum_{n=1}^N r_n / N,$$

где  $r_n$  — число отказов  $n$ -го объекта за наработку  $T_n$ ;  $N$  — число объектов;

3) интенсивность отказов. Практически установлено, что изменение интенсивности отказов во времени для большинства сложных объектов носит характер кривой Вейбулла, показанной на рис. 6.1.

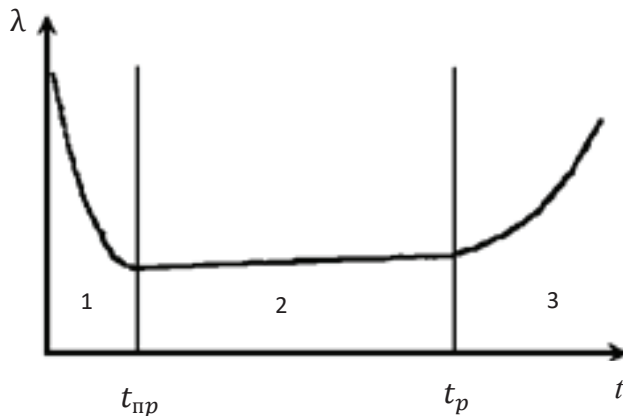


Рис. 6.1. Зависимость интенсивности отказов от времени наработки

Период приработки (1) характеризуется повышенным значением интенсивности отказов; основной период эксплуатации (2) характе-



ризуется почти постоянной интенсивностью отказов, причем меньшей, чем в период приработки; период (3), называемый периодом интенсивного износа, причем износ понимается в расширенном смысле, характерен тем, что интенсивность отказов вновь резко возрастает.

Из этого графика можно сделать три важных вывода:

1) перед эксплуатацией сложной системы целесообразно проводить краткосрочные сдаточные испытания, позволяющие выявить и устранить дефекты изготовления, сборки, монтажа;

2) замена старых деталей новыми целесообразна только по достижении периода интенсивного износа; профилактическая замена деталей в основной период эксплуатации может не только не привести к повышению надежности, но и снизить ее;

3) ресурс объекта следует назначать в начале третьего периода.

**Ресурс** — суммарная наработка объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние. Понятие ресурса употребляется в разных временных интервалах при оценке жизненного цикла объекта; ресурс может быть назначенным, межремонтным, остаточным и т. д.

**Долговечность** — свойство объекта сохранять работоспособность до перехода в предельное состояние с возможными перерывами для технического обслуживания и ремонта.

Показатели долговечности:

1) гамма-процентный ресурс,  $T_{p,\gamma}$  — наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах;

2) средний ресурс,  $T_{p,ср}$  — математическое ожидание ресурса, определенное на основе статистической информации

$$T_{p,ср} = \sum T_{p,n} / N,$$

где  $T_{p,n}$  — ресурс  $n$ -го объекта полной выборки, состоящей из  $N$  объектов;

3) средний срок службы — средняя календарная продолжительность эксплуатации объекта от начала эксплуатации или возобновления после ремонта определенного вида до перехода в предельное состояние.

**Ремонтотпригодность** — свойство объекта, заключающееся в его приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возник-



новения отказов и повреждений, к восстановлению работоспособности путем проведения технического обслуживания и ремонта.

Показатели ремонтпригодности оценивают как временные, так и стоимостные показатели ремонта объекта.

Средняя оперативная трудоемкость (продолжительность, стоимость) технического обслуживания или ремонта — математическое ожидание оперативной трудоемкости (продолжительности, стоимости) одного технического обслуживания или ремонта данного вида за определенный период эксплуатации или наработку.

**Сохраняемость** — свойство объекта непрерывно сохранять исправное или работоспособное состояние в течение и после режима ожидания, хранения и транспортирования.

Показателями сохраняемости оценивается способность объекта противостоять отрицательному влиянию условий транспортирования или хранения на показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности, оцениваются в календарном исчислении.

1. Гамма-процентный срок сохраняемости — календарная продолжительность хранения или транспортирования, в течение и после которой показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности объекта не выйдут за установленные пределы с вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах.

2. Назначенный срок хранения — календарная продолжительность хранения в заданных условиях, по истечении которой применение объекта по назначению не допускается независимо от его состояния.

### **Комплексные показатели надежности**

Комплексные показатели надежности оценивают одновременно несколько свойств объекта. К ним относятся коэффициент готовности и коэффициент технического использования.

**Коэффициент готовности** — вероятность того, что объект окажется работоспособным в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается.

Коэффициент готовности оценивает надежность объекта на определенном интервале эксплуатации и является средней величиной на данном интервале. При его вычислении по факту или при нормировании

для внесения в нормативно-техническую документацию необходимо указывать интервал, на базе которого оценивается коэффициент готовности.

Значение коэффициента готовности за определенный интервал эксплуатации определяется по следующей формуле:

$$K_{\Gamma} = \sum_{n=1}^N t_n / \left( \sum_{n=1}^N t_n + \sum_{n=1}^N \tau_n \right),$$

где  $t_n$  — суммарная наработка  $n$ -го объекта в заданном интервале эксплуатации;  $\tau_n$  — суммарная оперативная продолжительность восстановления работоспособности  $n$ -го объекта в том же интервале времени;  $N$  — число наблюдаемых объектов.

Если в заданном интервале определены значения наработки на отказ и средняя оперативная продолжительность восстановления объекта после отказов, то коэффициент готовности

$$K_{\Gamma} = T_o / (T_o + \tau_v),$$

где  $\tau_v$  — средняя оперативная продолжительность восстановления объекта после отказов.

**Коэффициент технического использования** — отношение математического ожидания наработки объекта за некоторый период эксплуатации к сумме математических ожиданий наработки, технического обслуживания и ремонтов (как планируемых, так и выполненных в связи с отказами) за тот же период эксплуатации

$$K_{\text{ТИ}} = T_o / (T_o + \tau_{\text{ТО}} + \tau_{\text{р}} + \tau_v),$$

где  $\tau_{\text{ТО}}$  и  $\tau_{\text{р}}$  — время плановых технических обслуживаний и ремонтов за указанный период эксплуатации.

Коэффициент технического использования характеризует долю времени нахождения объекта в работоспособном состоянии относительно общей рассматриваемой продолжительности эксплуатации, учитывает простой агрегатов как в плановых, так и в внеплановых ТО.

Статистика по критериям надежности ООО Газпром в периоды 1995–2000, 2003–2007 гг. [31; 32; 37].

При анализе повреждаемости за 2003–2007 гг. рассматривали приводы газотурбинный (87 % мощности), электрический (12,5 %), поршневой (менее 1 %). Газоперекачивающие агрегаты — 51 % — стационарные ГПА отечественного и зарубежного производства, 36 % — авиацион-

ные, 13 % — судовые. Отмечается тенденция к увеличению количества ГПА, выработавшего назначенный ресурс (на 2007 г. — 34 единицы стационарных ГПА с ресурсом более 180 тыс. ч).

Надежность всей системы компрессорной станции в значительной мере определяется надежностью ГПА — 75–80 % всех отказов при работе КЦ составляют отказы ГПА. По статистике за 2007 г. максимальное число отказов связано с системами КИПиА (44 %), доля отказов по механическому оборудованию с разрушением узлов и деталей составляет 15,3 %. Наибольшее число отказов имеют ГПА с авиационным приводом (связано с вводом в эксплуатацию большого количества агрегатов новых серий).

Наибольшую наработку на отказ имеют стационарные отечественные ГПА (4900 — 1995 г., 7800 — 2000 г.), наименьшую — зарубежные стационарные ГПА (средняя за 5 лет 2000 ч). Судовой привод — 1995 г. — 2200 ч., 2000 г. — 4200 ч; авиапривод — 1995 г. — 1600 ч, 1999–2000 гг. — 3300 ч.

Наработка на отказ за 2003–2007 гг. в среднем составляет диапазон 6–9 тыс. ч (регламентируемая — 3,5 тыс. ч). Ниже требований ГОСТ 28775–90 наработку имеют агрегаты ГТК-5, ГПА-16 «Нева», ГПА-16 «Урал».

Максимальный КТИ (1995–2000) имеют ГПА с судовым приводом — 0,8, минимальный — стационарные зарубежные — 0,68 (0,63–0,73), причиной последнего является длительный простой из-за отсутствия запчастей. Стационарные ГПА — 0,75, авиапривод — 0,76. Среднее значение КТИ — 0,75.

Коэффициент готовности минимальный у ГПА с авиаприводом (0,87), остальные типы имеют примерно равный КГ: импортные — 0,94, судовые — 0,95, стационарные — 0,935.

Среднее значение КГ — 0,92.

### **6.3. Правила создания надежных конструкций**

Перечислим основные правила, которых надо придерживаться на различных этапах создания, эксплуатации и ремонта машин с целью обеспечения их максимальной надежности.

### **Проектирование**

1. Максимально возможное число деталей, узлов и систем создаваемой турбины должно быть ранее проверено на практике. Коэффициент новизны не должен превышать 0,4.

2. Рекомендуются использование модульного принципа конструирования, широкое использование стандартных и унифицированных деталей.

3. Турбина должна содержать защитные устройства, предусматривающие устранение возможности возникновения катастрофических отказов, и сигнальные устройства, предупреждающие о нарушениях нормальной работы.

4. Каждый узел или система и турбина в целом должны быть удобны для ремонта.

5. Нагруженные детали турбины должны подвергаться тщательному расчету на статическую и динамическую прочность.

6. Установленные нормы прочности, регламентирующие допустимые запасы прочности и необходимый объем экспериментальных исследований, должны учитывать возможный разброс свойств материалов, вероятность нагрузок различной величины, продолжительность и число циклов нагружения и т. п.

### **Производство и испытания**

1. Целесообразно проводить опережающие исследования и испытания отдельных узлов и деталей турбины в лабораторных и стендовых условиях.

2. Головные образцы турбин в обязательном порядке должны проходить стендовые испытания и исследования в эксплуатационных условиях.

3. В процессе производства головных и серийных образцов турбин допустимо вносить изменения в конструкцию и технологию только в том случае, если эти изменения не снижают надежность.

4. В процессе накопления опыта эксплуатации головных и серийных турбин в конструкцию и технологию производства должны вноситься изменения, направленные на устранение выявленных отказов и неисправностей.

5. Конструкторские решения и разработанные технологические процессы должны обеспечивать стабильность производимых изделий.

6. Следует максимально широко использовать систему входного качества контроля для материалов, комплектующих изделий, узлов и систем.

### **Эксплуатация и ремонт**

1. Эксплуатация турбины должна соответствовать техническим условиям и специальным руководствам.

2. В высшей степени целесообразны разработка и оснащение турбины системой технической диагностики.

3. Система обслуживания должна содержать регламентные работы, профилактические осмотры и ремонты.

### **Вопросы для самоконтроля**

---

1. В чем разница между исправным и неисправным состояниями агрегата?
2. Чем различаются работоспособное и неработоспособное состояние агрегата?
3. В чем различие между отказом и неисправностью?
4. Назовите виды отказов.
5. Какие критерии надежности Вы знаете?
6. Какие комплексные показатели надежности Вы знаете?

## 7. Элементы технической диагностики

---

### 7.1. Назначение и цели технической диагностики

---

**Т**ехническая диагностика — область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состояния объекта [38]. Это наука о распознавании технического состояния объекта, включающая широкий круг проблем, связанных с получением и обработкой диагностической информации.

Основная задача технической диагностики — распознавание состояния объекта в условиях ограниченной информации, чаще всего в условиях эксплуатации и без разборки агрегатов.

Назначение технической диагностики — повышение надежности объектов на этапе их эксплуатации.

Целями технической диагностики являются:

- 1) обнаружение повреждений или дефектов на начальной стадии их развития;
- 2) выявление конкретных дефектных узлов или деталей;
- 3) определение причин, вызвавших дефект;
- 4) оценка допустимости и целесообразности дальнейшей эксплуатации оборудования с учетом прогнозирования его технического состояния при выявленных дефектах;
- 5) оптимизация режимов эксплуатации, позволяющая безопасно эксплуатировать агрегат до момента его вывода в ремонт;
- 6) организация обслуживания и ремонта оборудования по техническому состоянию (вместо регламентного обслуживания и ремонта), подготовка и выполнение качественных ремонтов.

В соответствии с обозначенными целями технической диагностики можно сформулировать и основные условия их достижения на примере вибрационной диагностики:

- знание и понимание конструкции агрегата и особенностей его эксплуатации;

- минимально достижимые уровни вибрации элементов агрегата (соответствие уровней вибрации установленным нормам);
- условия и места измерения вибрации, их периодичность; спектры вибрации агрегата, соответствующие наиболее характерным и часто встречающимся неисправностям. Накопленные и сохраненные данные измерений по данному типу агрегата;
- расчетные данные по собственным и вынужденным колебаниям агрегата и другим динамическим свойствам системы «ротор—подшипники—опоры—фундамент». Наличие амплитудно-фазовых характеристик.

Надежность современных агрегатов позволяет использовать оптимальную и экономичную программу технического обслуживания турбин. Годовые затраты на ремонтно-техническое обслуживание могут достигать от 5 до 10 % стоимости агрегата. В настоящее время преимущественной для поддержания удовлетворительного технического состояния крупного энергетического оборудования является стратегия планово-предупредительных ремонтов (ППР). Альтернативой данной программе является эксплуатация оборудования по техническому состоянию. Экономический эффект от эксплуатации по техническому состоянию подтверждается данными по сокращению количества капитальных ремонтов и увеличением межремонтного периода [39].

При эксплуатации турбин часто недостаточно просто знать есть ли неисправность у какого-либо элемента агрегата. Существует ряд неисправностей, при которых не наступает немедленного отказа и агрегат продолжает работать. Если методами технической диагностики удастся выявить появление дефекта и прогнозировать его развитие, то это позволяет сократить количество отказов, гарантированно устранить имеющиеся дефекты во время плановых обслуживаний и ремонтов, сократить сроки ремонтов за счет правильного планирования и организации ремонтных работ (в частности, подготовить к ремонту необходимые запасные части и технологические приспособления).

Основные условия перехода к эксплуатации по техническому состоянию:

- наличие опыта эксплуатации оборудования (обобщение и анализ результатов эксплуатации с точки зрения надежности);
- возможность обеспечения требуемой ремонтпригодности, контролепригодности и эксплуатационной технологичности;

- высокий уровень диагностирования и контроля состояния агрегатов;
- надежность устройств сигнализации о неисправностях турбин и систем защиты при аварийных отказах;
- экономическая целесообразность.

Действующие регламенты ППР для газотурбинного оборудования [40; 41] предусматривают проведение следующих видов работ:

1) техническое обслуживание работающего (ТО 1–3) или находящегося в резерве (ТО 1–5) агрегата, включающего технические осмотры, проверки состояния, контроль и измерение рабочих параметров и другие виды работ в зависимости от времени наработки или нахождения в резерве агрегата;

2) ревизию камеры сгорания (инспекция горячего тракта через 8–10 тыс. ч);

3) средний ремонт (наработка 20–25 тыс. ч), капитальный ремонт — 40–50 тыс. ч.

*Средний ремонт* — комплекс профилактических работ на отдельных узлах, выполняемый для восстановления эксплуатационных характеристик агрегата при падении номинальной мощности не более чем на 15 % и обеспечения его надежной эксплуатации до ближайшего капитального ремонта. Объем работ при среднем ремонте окончательно определяется только после вскрытия и проведения дефектоскопии.

*Капитальный ремонт* — комплекс ремонтных работ, включающий в себя полную разборку и дефектоскопию основного и вспомогательного оборудования ГПА, замену отработавших заводской ресурс или ремонт отработавших по техническим условиям составных частей, регулировку и испытание систем, выполнение работ по восстановлению эксплуатационных характеристик агрегата при падении номинальной мощности более чем на 25 %.

В зависимости от постановки задачи различают следующие виды диагностики:

- функциональную, связанную с определением изменения основных энергетических показателей агрегата (например, его мощности и КПД);
- структурную, оценивающую характер и степень повреждений деталей механизма;
- визуальную, оценивающую причины разрушения деталей при их осмотре;



- прогнозную, предсказывающую характер протекания износа деталей и время выхода их из строя.

При решении задач технической диагностики можно наметить выбор множества технологических решений. Обычно производят выбор определенного метода, исходя из наименьших затрат при возможности получения наилучших результатов. При отсутствии предварительных данных по выбору метода намечают такой путь, когда возможен переход от одних опытных данных к другим при использовании методов адаптации и уменьшении неопределенности знаний о технологическом объекте.

В настоящее время в эксплуатационных условиях в той или иной мере применяют следующие методы диагностики, которые используются для повышения надежности турбомашин:

- параметрическую;
- диагностику на остановленном агрегате;
- разборную диагностику.

В понятие параметрической диагностики применительно к ГПА включаются все методы диагностики по состоянию и изменению параметров работающего агрегата. Параметрическая диагностика подразделяется на:

- термогазодинамическую;
- вибрационную;
- акустическую;
- диагностику по изменению физико-химических параметров ГПА.

К последнему виду относятся трибологическая диагностика и диагностика по анализу выхлопных газов.

Преимущество параметрической диагностики состоит в том, что она позволяет давать оценку технического состояния ГПА без его остановки и разборки. Именно поэтому все параметрические методы диагностики часто называют методами безразборной диагностики.

Если оценивать вклад каждого из методов изучения текущего состояния турбины, то большая часть дефектов и неисправностей может быть установлена методами вибродиагностики, пригодными для обнаружения дефектов практически всех элементов агрегата. Около 30 % всех неисправностей турбоагрегата и большинство дефектов проточной части обнаруживаются анализом термогазодинамических параметров (методами параметрической диагностики) и порядка 20 % неисправностей регистрируются по результатам трибодиагностики (в основ-

ном только пар трения). Причем методы диагностики взаимосвязаны между собой: достоверность диагноза, полученного путем вибродиагностики, может быть подтверждена или опровергнута использованием диагностики по термодинамическим параметрам.

Диагностика по термогазодинамическим параметрам — одно из развивающихся направлений параметрической диагностики ГПА. В настоящее время нет датчиков, позволяющих непосредственно измерять техническое состояние элементов на работающем ГПА (эрозионные износы рабочих колес центробежного нагнетателя, радиальные зазоры турбин высокого и низкого давлений и т. д.). В связи с этим методы оценки технического состояния ГПА по значениям непосредственно измеряемых в процессе эксплуатации технологических параметров, т. е. косвенным путем, необходимо развивать и совершенствовать.

Методы и средства технического диагностирования ГПА приведены на рис. 7.1.

Довольно часто термин «техническая диагностика» употребляется вместо термина «техническое диагностирование». **Техническое диагностирование** — определение технического состояния объекта [38]. Чаще всего при определении технического состояния подразумевается отнесение состояния объекта к одному из видов — исправному, неисправному, работоспособному, неработоспособному. Поэтому правильное говорить о контроле технического состояния, т. е. проверке соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния в данный момент времени.

Задачи технического диагностирования [38]:

- контроль технического состояния;
- поиск места и определение причин отказа;
- прогнозирование технического состояния, т. е. определение технического состояния объекта с заданной вероятностью на предстоящий интервал времени.

Техническое диагностирование энергетического оборудования можно разделить на несколько самостоятельных этапов:

- диагностика в процессе эксплуатации;
- предремонтная диагностика;
- контроль и диагностика в процессе ремонта.

Для проведения ремонта задачей диагностических операций является выявление дефектов — указание с определенной точностью место-

положения дефекта в объекте, уточнение объема работ для принятия технических решений по обеспечению надежности, работоспособности и экономичности работы оборудования. Задача предремонтной диагностики — выявить неисправности, нарушающие правильное функционирование, и определить объем ремонтных работ. В объем данного вида диагностики входят диагностика состояния узлов тепловых расширений, диагностика фундамента, виброобследование, экспресс-испытания проточной части, испытания САР.

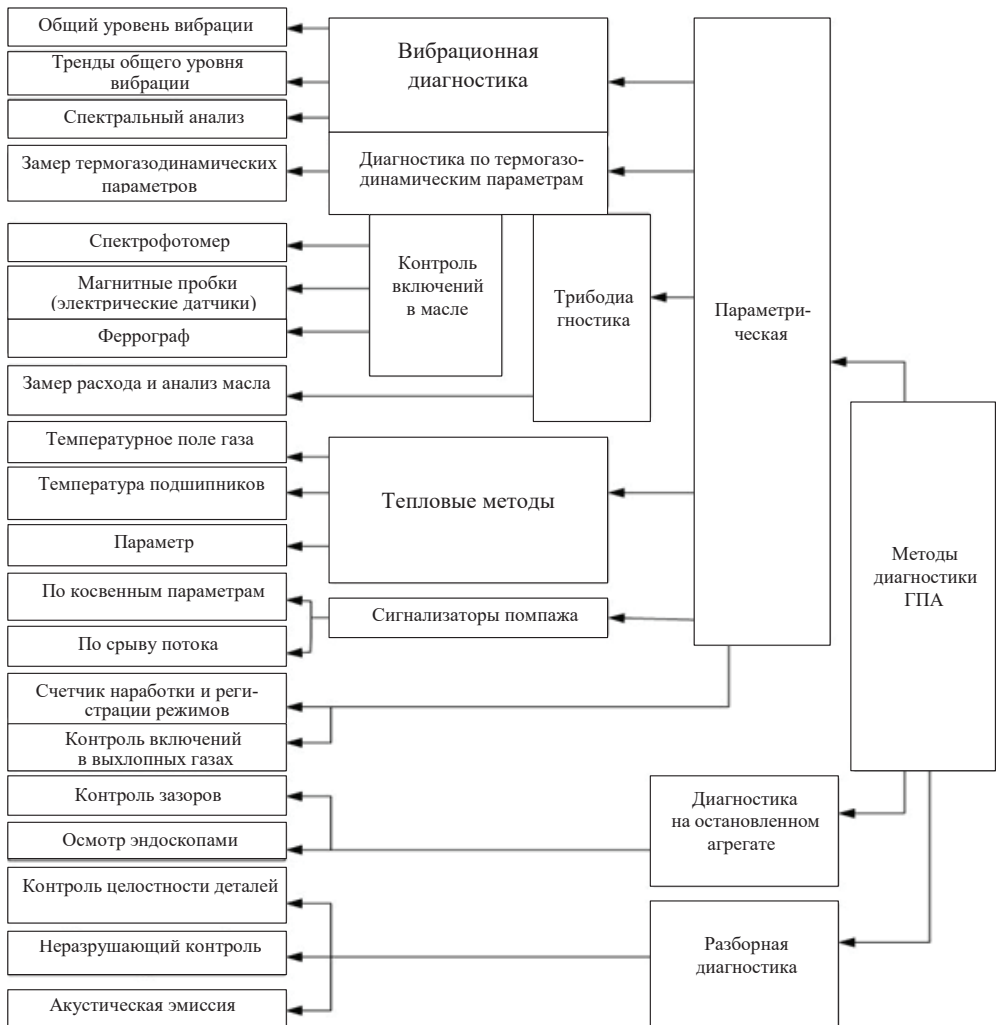


Рис. 7.1. Методы диагностики ГПА

Задачи эксплуатационной диагностики — контроль состояния и поиск дефектов на ранней стадии их возникновения, повышение качества эксплуатации оборудования, обоснованное планирование ремонтного обслуживания.

Среди методов параметрической диагностики, используемых для паротурбинных агрегатов в процессе эксплуатации, можно выделить (рис. 7.2) [30]:

- диагностику тепломеханического состояния;
- диагностику состояния системы смазки;
- диагностику состояния проточной части турбины;
- диагностику состояния теплообменных аппаратов;
- вибрационную диагностику.

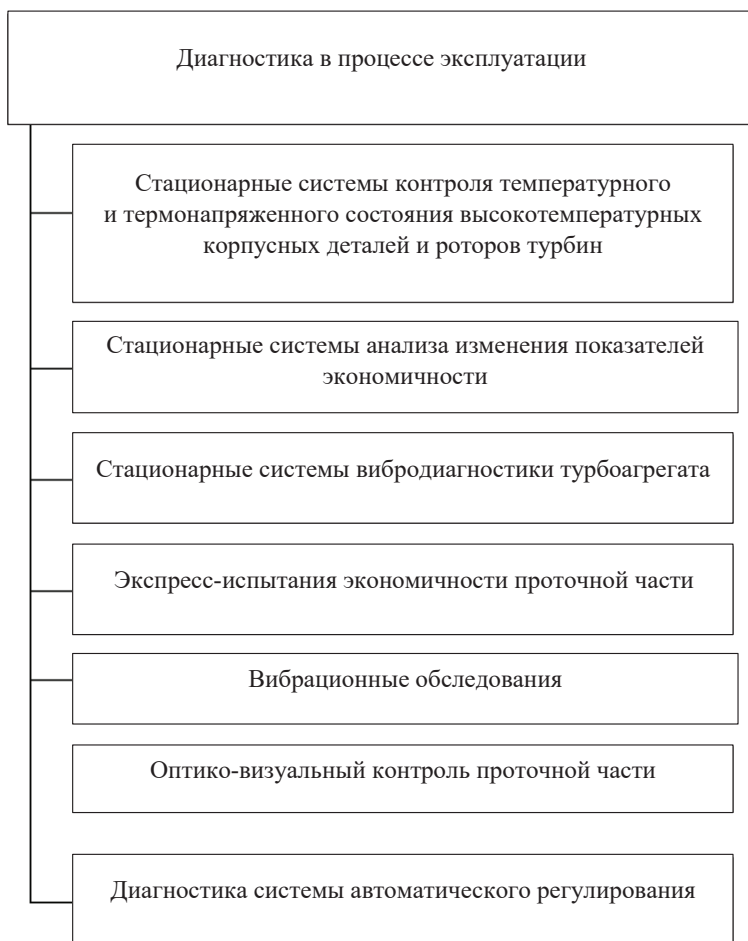


Рис. 7.2. Техническое диагностирование состояния энергетических агрегатов

Стационарные (непрерывно-действующие) системы технического диагностирования используются для контроля температурного и термонапряженного состояний высокотемпературных элементов, вибродиагностики агрегата и анализа изменения показателей экономичности блока в целом и его отдельных узлов. Контроль и диагностика дефектов узлов паровых турбин и электрических генераторов базируются на анализе вибрационных сигналов. Для паротурбинных агрегатов проводятся анализ вибрации корпусов подшипников, анализ вибрации шеек вала, а также анализ вибрации рабочих лопаток последних ступеней.

Диагностические методы, основанные на периодических исследованиях, включают в себя:

- экспресс-испытания (ЭИ) экономичности проточной части;
- виброобследования;
- оптико-визуальный контроль проточной части.

Экспресс-диагностирование — диагностирование по ограниченному числу параметров за заранее установленное время. В основе экспресс-испытаний лежит принцип сравнительной оценки изменяющихся показателей работы оборудования. В качестве основного критерия общей экономичности агрегата принимается электрическая мощность. Для отдельных элементов основными критериями являются: внутренний относительный КПД, давление по ступеням. Периодичность ЭИ между ремонтами строго не регламентируется и во многом зависит от состояния агрегата, его наработки, уровня эксплуатации и т. д.

Для полного и точного определения вибрационного состояния рекомендуется периодически проводить следующие измерения:

- снятие амплитудно-фазочастотных характеристик вибрации опор при «выбеге» с определением уровня вибрации на критических частотах вращения;
- перемещения опор, уклонов ригелей, эксплуатационных расцентровок;
- просадки фундамента по геодезическим меркам;
- параметры вибрации подшипников в зависимости от мощности, теплового состояния, от параметров отборов.

Наличие автоматизированной системы вибромониторинга не исключает необходимости контроля вибрации турбины переносной аппаратурой один раз в три месяца.

Основным способом диагностики неисправностей на остановленном агрегате является оптико-визуальный контроль, который позволяет выявить открытые и скрытые дефекты. Метод позволяет выделить до 30 % неисправностей турбин. В качестве средств контроля обычно используются эндоскопы гибкой или жесткой конструкции.

Основные направления эндоскопической диагностики проточной части турбин: контроль лопаток, бандажей и бандажных проволок, отслеживание обнаруженных ранее дефектов. При этом возможно выявить следы задеваний, эрозионные явления на лопатках, перекося лопаток и т. д.

К более совершенным методам неразрушающего контроля относятся токовихревой импульсный эхометод, цветной метод, ультразвуковой метод. Данные методы позволяют обнаружить дефекты в труднодоступных местах. Они могут быть использованы при диагностике неисправностей на разобранном агрегате как для паровых, так и для газовых турбин.

При обследовании остановленного агрегата при разборной диагностике паровых турбин проверяют:

1) на подшипниках:

- состояние баббитовой заливки (отсутствие отставания от вкладыша, трещин и выкрашивания);
- прилегание вкладышей по опорным колодкам;
- зазоры по баббиту;
- натяги по вкладышам;

2) на жестких муфтах:

- коленчатость и излом оси, а при замене и перенасадке — также состояние посадочных мест, величину посадочного натяга, шпоночное соединение и бои торцов;

3) на роторах:

- отсутствие повреждений лопаточного аппарата;
- следы задеваний по уплотнениям и статорным элементам; отсутствие следов интенсивных задеваний;
- отсутствие остаточного прогиба либо его существенных изменений;
- наличие аксиальных тепловых зазоров по насадным деталям (по возможности);
- герметичность внутренней полости и отсутствие в ней посторонних предметов и жидкости (при необходимости).

При оценке параметров деталей на разобранном агрегате наибольшее внимание следует уделить контролю тех дефектов, наличие которых могло вызвать изменения сигналов вибрации, обнаруженные при вибрационных исследованиях.

## 7.2. Методы диагностирования

Для достижения качественного результата диагностирования сложных энергетических объектов необходимо разработать диагностическое обеспечение — комплекс взаимоувязанных правил, методов, алгоритмов и средств, необходимых для осуществления диагностирования на всех этапах жизненного цикла объекта. Только в этом случае технический диагноз (результат контроля) — результат диагностирования, т. е. распознавания состояния объекта, оценивающий техническое его состояние, указывающий на имеющиеся дефекты и прогнозирующий на этом основании состояние объекта в определенном будущем, будет объективным и правильным. Для решения задач диагностирования необходима диагностическая модель — формализованное описание объекта, которое может быть представлено в любой форме: аналитической, табличной, графической. Последовательность действий при проведении диагностирования определяется совокупностью предписаний (правил) в форме алгоритма технического диагностирования. В основе любой диагностики лежат некие математические методы, с помощью которых производится расчет и оценка технического состояния.

Методы диагностирования — это принципы, на основании которых выполняется поиск и обнаружение дефектов.

Методы диагностирования используют определенные подходы.

**Детерминированный** подход, основанный на объективной закономерности взаимосвязей и причинной обусловленности всех явлений, позволяет построить некую достаточно жесткую схему (дерево рассуждений), сводящую процесс определения дефекта к движению от корня дерева к конечной диагностической ветви через множество узлов, в которых определяется направление движения в зависимости от наличия или отсутствия какого-либо признака.

Необходимость выделения и использования только очень характерных признаков каждого дефекта (не очень характерные призна-

ки не могут быть использованы для построения дерева рассуждений), необходимость дать четкий и однозначный ответ о наличии или отсутствии любого признака (иначе не преодолеть узловые точки) и приводят к жесткости построения такой логической схемы. Кроме того, такая схема рассуждений ведет всегда к одному, единственно возможному, дефекту, хотя понятно, что в реальных объектах диагностирования одновременно могут возникать или развиваться множество дефектов.

**Статистический** подход основан на создании среднестатистического образа дефекта и методах сравнения (желательно корректных) соответствия образа существующего дефекта и среднестатистического. При кажущейся объективности статистического метода физика процесса развития дефекта и его проявления во времени уходит на второй план. Надо отметить, что использование статистических методов затруднено еще и потому, что для уникального и единичного оборудования и при достаточно редком появлении дефектов затруднительно получить представительные выборки.

**Вероятностный** подход, безусловно, опирается на статистику проявления признака при определенном дефекте и вместе с тем учитывает еще и степень совпадения (сочетания) различных признаков, характерных для данного дефекта. Это делает его значительно менее критичным к представительности выборок.

Вероятностные методы диагностирования основаны на вероятностных взаимосвязях состояний и признаков состояний. При вероятностном методе каждый признак характеризует несколько неисправностей, состояний, но ему приписывают ту неисправность, которая имеет наибольшую вероятность реализации. Эти методы в настоящее время получили наиболее широкое развитие.

Одним из самых популярных вероятностных подходов является метод, разработанный Р. Байесом. Суть этого метода заключается в том, что для любого выдвинутого положения имеется, какой бы она малой ни была, априорная вероятность того, что это положение истинно. Теорема Байеса и его формула позволяют, используя эту априорную вероятность и некоторые данные, подтверждающие выдвинутое положение, вычислить новое значение вероятности того, что положение истинно (апостериорную вероятность). Чем больше будет подтверждающих фактов, тем выше будет вероятность истинности выдвинутого положения. Расчет вероятности появления дефекта при заданных признаках ведут по следующей формуле:



$$P(H, E) = \frac{p^+ p}{p^+ p + p^- (1 - p)}.$$

Априорная вероятность неисправности ( $p$ ) определяется на основе имеющихся данных о частоте появления такой неисправности ( $H$ ). Второй элемент ( $p^+$ ) — вероятность, что этот признак ( $E$ ) будет наблюдаться при наличии рассматриваемого дефекта. Третьим элементом тройки ( $p^-$ ) является вероятность того, что данный признак будет наблюдаться при отсутствии у диагностируемого объекта данного дефекта. Исходные значения вероятностей  $p^+$  и  $p^-$  формируются на основе знаний и представлений отдельных экспертов-специалистов или путем обобщения этих знаний.

Система, построенная на основе подхода вероятностного типа, является наиболее универсальной и перспективной. Она наименее субъективна, настраивается на любой объект, будь то турбина, нагнетатель или теплообменный аппарат.

### 7.3. Экспертные системы

Экспертные системы в настоящее время все шире используются в целях диагностирования.

Экспертные системы — это системы искусственного интеллекта, использующие знания из сравнительно узкой предметной области для решения возникающих задач и объединяющие возможности компьютера со знаниями эксперта в такой форме, что могут предложить разумный совет или осуществить разумное решение поставленной задачи [42].

В большинстве случаев эти знания организуются в виде некоторой совокупности правил, позволяющих делать заключения на основе исходных данных или предположений. Главными характерными признаками хорошей (эффективной) экспертной системы являются:

- 1) ограниченность определенной сферой экспертизы;
- 2) способность рассуждать при сомнительных данных;
- 3) способность объяснить цепочку рассуждений понятным способом.

Экспертная система на выходе дает четкий совет в виде вывода о возможных дефектах или причинах неполадок и тех мероприятиях или

действиях, которые рекомендуется осуществить по их уточнению или устранению.

Основу экспертной системы составляют база знаний и правила, на основании которых делаются выводы. Экспертные системы должны строиться таким образом, чтобы имелась возможность постепенного наращивания системы и корректировки базы знаний.

Экспертные системы позволяют аккумулировать в своей базе обобщенные знания многих специалистов, полученные на основании многолетнего опыта. В этом состоит их ценность для специалистов, не имеющих еще достаточного опыта и знаний в данной области: экспертная система не только помогает таким специалистам делать правильные выводы о состоянии диагностируемого объекта, но одновременно служит для повышения их квалификации. Экспертная система очень полезна и для специалистов высшей квалификации. Часто они позволяют систематизировать работу эксперта и не позволяют сделать ошибочные выводы о состоянии объекта в результате того, что эксперт упустил некоторые подробности или частности в поведении агрегата.

Экспертные системы строятся на использовании одного из подходов: детерминированного, статистического или вероятностного.

В каждом случае недостатки метода являются и недостатками экспертной системы. Например, экспертные системы, построенные на базе статистического подхода для диагностирования сложных технических объектов (турбоагрегатов), практически не используются из-за единичности и уникальности оборудования, а как следствие этого — недостаточности статистических данных.

Наиболее широкое распространение получили экспертные системы, построенные на базе вероятностного подхода.

---

#### **7.4. Системы технической диагностики**

---

Для проведения диагностирования объектов необходимы средства технического диагностирования — аппаратура и программы, с помощью которых осуществляется диагностирование. Наиболее эффективно проведение любых диагностических операций при использовании стационарных систем технической диагностики. Такие системы позволяют получать полную информацию о состоянии объекта и из-

менении его параметров и своевременно реагировать на происходящие процессы. Начиная с 90-х годов XX века и до сегодняшних дней актуальность создания систем непрерывного контроля и диагностики оборудования и применения таких систем на мощном ответственном оборудовании как в электроэнергетике, так и в газовой промышленности [43] не вызывает никаких вопросов и сомнений.

**Система технической диагностики (СТД)** — это совокупность средств, объекта и исполнителей, необходимых для проведения диагностирования по правилам, установленным в технической документации. Автоматические (автоматизированные) системы диагностирования — системы, обеспечивающие проведение диагностирования без участия или с участием человека соответственно.

Различают системы технической диагностики **функционального, тестового и комбинированного** типов.

В системах функционального типа, которые работают в процессе применения объекта по назначению в соответствии с алгоритмом функционирования объекта, регистрируются отклики на рабочие воздействия.

В системах тестового типа на объект подаются специально организуемые тестовые воздействия. Система диагностики такого типа может вырабатывать рекомендации о методах тестирования, о переводе объекта в новое рабочее состояние, позволяющее на основе сравнения с имеющейся информацией подтвердить или опровергнуть подозрение на наличие какого-либо дефекта.

В системах комбинированного типа используются оба подхода, дополняя друг друга.

СТД по своей структуре и составу подразделяются на **централизованные и распределенные**. Централизованные осуществляют все функции — сбор, обработку, хранение, отображение информации и решение задач диагностирования — с использованием одного процессорного устройства. Распределенные имеют в своем составе несколько процессорных устройств, каждый из которых выполняет свой круг задач. Централизованные проще и дешевле, но уступают распределенным в быстродействии и объеме решаемых задач.

Многие системы диагностики основаны на информации, получаемой различными методами — непрерывным автоматическим контролем, периодическим автоматическим контролем, ручным сбором информации.

Для того чтобы при эксплуатации агрегата определялись фактические характеристики агрегата и их отклонение от номинальных, которые используются в качестве исходных паспортных данных, в АСУ ТП включаются подсистемы диагностики. Такие подсистемы диагностики выполняют традиционные функции — мониторинг и работу в автономном режиме с автоматическим диагностированием, и определяют фактические характеристики управляемого объекта. Кроме того, от интеграции систем диагностики в АСУ ТП возрастает полезный объем доступной информации, что повышает точность диагностирования. Методики диагностирования, как показывает опыт, должны учитывать режимы работы агрегата. Последнее особенно важно для систем диагностики с экспертными системами, автоматически формулирующими диагнозы.

Стационарная система комплексной диагностики, как правило, состоит из двух частей.

**Система реального времени** (системы мониторинга), осуществляющая сигнализацию в агрегатную автоматику, ведение базы данных в системе реального времени (ретроспективной базы данных) и определение остаточного ресурса оборудования (прогнозирование).

**Система диагностики**, осуществляющая ведение истории состояния агрегата и периодическое определение дефектов оборудования и его узлов.

Таким образом, в системе диагностики и контроля оборудования можно выделить всего три подсистемы, принимающие решения:

- подсистему аварийной сигнализации, действующую на основании сравнения с установками статистических характеристик сигнала от датчика;
- подсистему мониторинга, действующую на основании определения тенденций изменения спектральных составляющих вибрации и других параметров рабочего процесса оборудования, позволяющую производить определение фактической наработки оборудования с учетом реального режима его загрузки;
- подсистему диагностики, представляющую собой расширенную и дополненную экспертными правилами подсистему мониторинга.

Современные системы диагностирования предусматривают два уровня диагностирования: оперативную и постоперативную диагностику.

Оперативная диагностика опирается на текущее состояние и анализ изменения в состоянии за период до 3 суток. При наличии блока АСУ информация о текущем состоянии, изменениях и их возможных причинах, а также рекомендации персоналу выдаются на мониторы АСУ. Для оперативной диагностики чаще всего используется экспертная система детерминированного типа.

Постоперативная диагностика чаще использует вероятностные экспертные системы, основанные на теореме Байеса. Постоперативная делится на диагностику исходного состояния (позволяет выявить дефекты монтажа и ремонта и дает объективную оценку качества выполнения работ) и эксплуатационную диагностику (позволяет определять дефекты, возникающие и развивающиеся в процессе эксплуатации, оценить степень их опасности, прогнозировать темпы их развития).

Диагностирование состояния оборудования складывается из результатов работы отдельных систем. Увеличение числа систем диагностики повышает полноту и достоверность диагностирования. Единая система диагностики, связывающая подсистемы, обеспечивает обмен информацией по базе данных, общих параметров и критериев с учетом взаимного влияния оборудования. Такой принцип лежит в основе комплексных систем диагностирования оборудования. Системы такого рода имеют ряд достоинств:

- 1) объем информации на 30–35 % меньше, чем при решении отдельных задач;
- 2) параллельность контроля различных узлов и процессов, а следовательно, повышение достоверности диагностирования;
- 3) стандартизация программного и аппаратного интерфейса, что позволяет наращивать систему в процессе ее эксплуатации.

Технико-экономический эффект от внедрения системы диагностики в производство определяется:

- предоставлением информации о фактическом техническом состоянии агрегата и его реальных характеристиках;
- определением необходимых сроков вывода оборудования в ремонт и предупреждением о дефектах узлов;
- предотвращением сбоев в технологическом процессе вследствие преждевременного выхода оборудования из строя;
- выводом в ремонт только полностью выработавшего свой ресурс оборудования;

- возможностью заблаговременно готовить необходимые комплектующие для ремонта;
- повышением качества ремонтных работ за счет контроля при выводе оборудования из ремонта;
- минимизацией действий обслуживающего персонала на местах.

### **7.5. Параметрическая диагностика газотурбинного оборудования**

---

Параметрическая диагностика с развитием оснащенности оборудования системами контроля эксплуатационных параметров приобретает все больший вес в оценке состояния агрегатов [44; 45]. Методы термогазодинамической диагностики (рис. 7.3) ГПА могут быть общими и частными. Применение частных методов, связанных с определением относительного изменения параметров технического состояния газотурбинных ГПА, позволяет выявить темп изменения состояния агрегата, его технологические и топливно-энергетические показатели — производительности, мощности, расхода топливного газа и т. д., определить с известным приближением среднестатистические значения параметров состояния парка ГПА. Применение общих методов позволяет перейти к определению абсолютных величин технологических показателей ГПА, необходимых для построения системы ППР, планирования и прогнозирования работы агрегатов и компрессорной станции в целом. Без них невозможно построение комплексной автоматизированной системы диагностики газотурбинных ГПА.

Основой метода параметрической диагностики является определение изменения параметров технического состояния агрегата или его отдельных элементов по изменению его технологических и топливно-энергетических показателей — мощности, производительности, КПД привода и нагнетателя в процессе эксплуатации. Применительно к газотурбинному оборудованию, к примеру, разделяют определение коэффициентов для ГТУ и центробежного нагнетателя.

Об изменении технического состояния агрегата или его отдельных элементов судят по изменению характеристик их рабочих режимов. Само изменение обычно оценивается сравнением характеристик, построенных для данного момента, и времени, принятого за исходное. В качестве исходного может быть принято время проведения стандо-

вых, сдаточных или других видов испытаний агрегата. Неизменность характеристик агрегата будет говорить о его нормальном состоянии, «расслоение» характеристик будет свидетельствовать об изменениях, происходящих в ГПА.

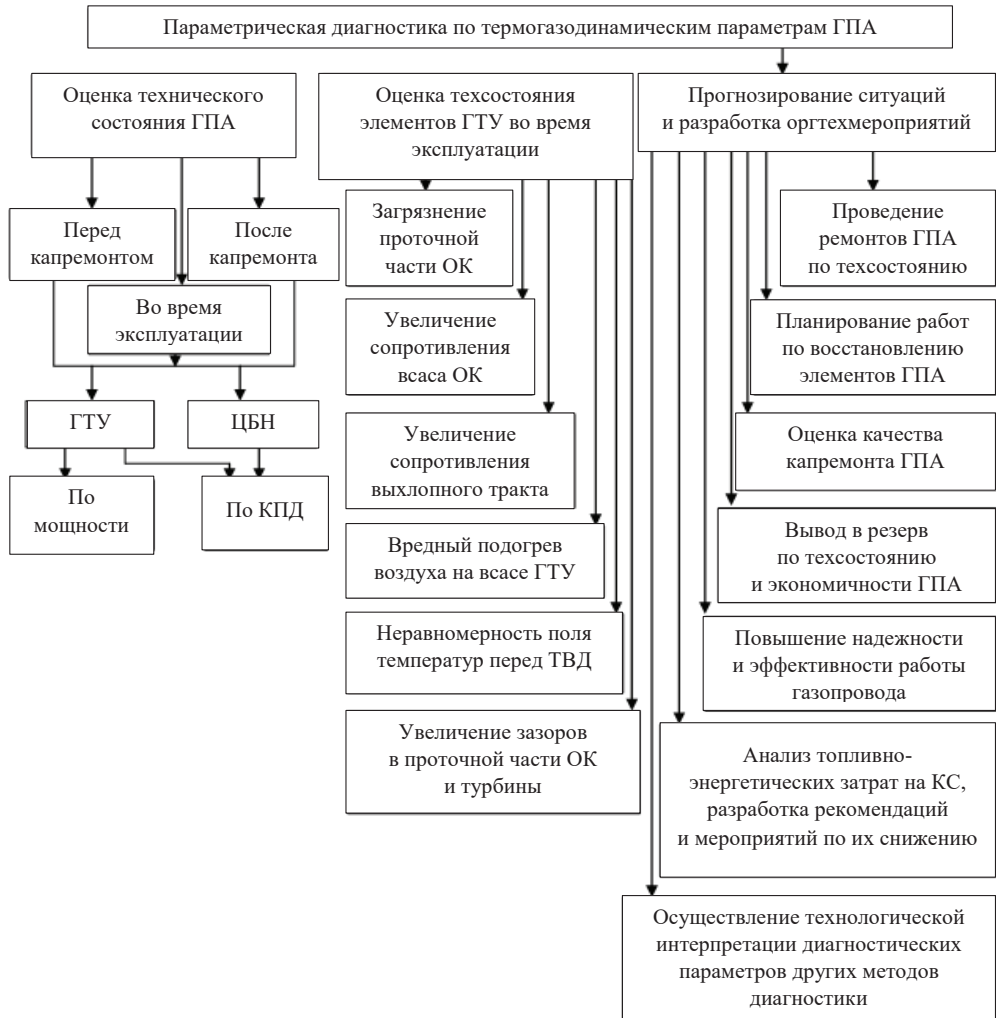


Рис. 7.3. Методы диагностики ГПА по термогазодинамическим параметрам

В качестве количественных оценок смещения характеристик ГПА, ГТУ или нагнетателя принимаются коэффициенты технического состояния по КПД  $K_{\eta}$  или по мощности  $K_N$ :

$$K_{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}; \quad K_N = \frac{N}{N_0},$$

где  $\eta$ ,  $N$  — соответственно КПД и мощность агрегата (нагнетателя) в данный момент времени;  $\eta_0$  и  $N_0$  — соответственно КПД и мощность в исходном состоянии агрегата (нагнетателя) в начале их эксплуатации на компрессорной станции или после проведения очередного ремонта.

Использование коэффициента по мощности ГТУ позволяет оценить эффективность режимов эксплуатации агрегата при фактических условиях среды, а также мониторинг технически возможной производительности магистральных газопроводов. Для центробежных нагнетателей коэффициент технического состояния по КПД позволяет оценить изменение параметров работы непосредственно нагнетателя (оценить износ, загрязнение лопаточного аппарата), а для оценки эффективности режима его работы используют коэффициент режима работы нагнетателя по КПД, определяемый по эталонным характеристикам [45].

В условиях эксплуатации могут использоваться и другие показатели, определяющие изменения состояния ГПА и его элементов, в основе которых лежит принцип определения «расслоения» характеристик.

Для эффективного применения параметрической диагностики для оценки технического состояния эксплуатируемых ГПА необходимо решить две принципиальные задачи:

- обеспечить необходимый объем и требуемую точность измерений параметров ГПА;
- разработать методическое и программное обеспечения для автоматизированных расчетов по определению технического состояния ГПА с использованием компьютерной техники.

Оснащение газотурбинных агрегатов современными штатными системами контроля параметров позволяет измерять не только основные термогазодинамические величины, по которым традиционно проводится оценка технического состояния. Перспективные разработки оценки состояния объектов газовой промышленности базируются на измерениях состава выхлопных газов, контроля состава масла и т. д.



---

## 7.6. Трибологическая диагностика

---

Эффективным методом диагностирования состояния трущихся деталей является анализ продуктов износа в смазочном масле (трибодиагностика). Одними из отечественных основоположников этого метода являются ученые РГУНГ им. И. М. Губкина. Трибология — наука, которая не менее важна, чем параметрическая и вибрационная диагностика в диагностике износа механизмов. Трибология соединяет в себе физику, химию, материаловедение и технические науки.

Накопленные научные данные свидетельствуют о том, что процессы трения и изнашивания представляют собой совокупность последовательных переходов материала из одного состояния в другое. При одних условиях переходы определяются процессами упругой и пластической деформаций, при других осуществляются более глубокие структурные и фазовые превращения в поверхностном и подповерхностном слоях материала.

Первоначально работа в области трибологии была направлена на стимулирование и применение более совершенной смазки. Возможность использования материалов со значительно улучшенными трибологическими характеристиками потребует переоценки многих механических систем и конструкций, как, например, наличие смазочных материалов, работающих при температуре 600 °С. Для смазки жаропрочных конструкционных материалов требуются жидкие смазочные материалы, способные работать в условиях высоких температур. В настоящее время наука развивается в направлениях разработки методов диагностирования технического состояния двигателей по продуктам износа деталей, омываемых маслом, в создании методик поиска и устранения неисправностей при повышенном содержании продуктов износа и стружки в масле.

Основными инструментами трибодиагностики являются спектральный и феррографический анализы.

Спектральный анализ проб масла позволяет определять концентрацию продуктов износа в маслосистеме, изменяющуюся в зависимости от степени износа. Существуют специальные программы, позволяющие при помощи того же оборудования определять марку материала стружки, что существенно повышает достоверность определения источника дефекта. Спектральные методы характеризуются высокой точ-

ностью и чувствительностью. Посредством анализа проб масла определяют концентрацию в нем того или иного составляющего элемента материала трибосопряжения, по величине которой оценивают осредненный износ соответствующей детали. Недостатком метода является определение суммарного износа деталей, изготовленных из одних и тех же конструкционных материалов.

Феррографический анализ был предложен и получил развитие еще в 70-х гг. XX в. Феррография является визуальным способом измерения параметров частиц износа. Метод позволяет определять размер и форму частиц износа и характер износа. Единственным измеряемым количественным параметром в классической феррографии является так называемый индекс износа — величина, прямо пропорциональная концентрации (числу частиц) в аналитической навеске. Для анализа проб масла составлены атласы частиц износа и разработаны методики выявления неисправностей узлов двигателей. Однако на практике не всегда удается поставить точный диагноз.

Адекватная оценка технического состояния маслосистемы двигателя может быть достигнута только при одновременном учете параметров частиц износа, находящихся в пробе масла, и параметров частиц, уловленных основным маслофильтром. Иными словами, на анализ должны поступать как минимум две пробы с одной наработкой — проба масла и проба смыва с основного маслофильтра. При анализе проб масел одной из главных проблем феррографии остается выбор количественных критериев, по которым принимается решение о возможности продолжения эксплуатации двигателя. Совершенно очевидно, что абсолютное значение количества частиц и содержание металлической примеси, измеренное в пробе масла, ввиду стационарности процесса являются диагностическими признаками, характеризующими износ двигателя. Эти же признаки, измеренные в пробе смыва с фильтра, не имеют диагностического смысла, поскольку зависят от многих факторов, которые невозможно учесть в реальной практике — времени наработки фильтра, полноты извлечения частиц с маслофильтра, технического состояния двигателя, типа масла и т. д. Поэтому для пробы смыва с маслофильтра должны быть найдены диагностические признаки, коррелирующие со степенью изношенности агрегатов двигателя, омываемых маслом.

## **7.7. Виброакустическая диагностика агрегатов с подшипниками контактного типа**

Вибрационная диагностика — техническая диагностика, основанная на анализе вибрации объекта исследования [38]. Возникновение и развитие значительной части дефектов роторных машин, как правило, вызывают изменения в вибрационном состоянии машин. Эти изменения, как и развитие большинства дефектов, обычно происходят в течение достаточно длительного периода времени.

Часто только параметры вибрации — вибросмещение, виброскорость, виброускорение, спектр частот колебаний, амплитуда и фаза колебаний оборотной частоты — позволяют определить причины повышенной вибрации и выявить дефектные узлы или детали. Но значительно чаще для полного понимания процессов, происходящих в таком сложном механизме, как турбомашина, требуется одновременное знание и параметров вибрации, и режимных и тепломеханических параметров агрегата.

Состояние агрегата можно определить как нормальное, если:

- интенсивность вибрации в контролируемых точках соответствует стандартным нормам;
- диагностические параметры находятся в пределах, соответствующих режиму работы агрегата;
- на стационарном режиме наблюдается стационарная вибрация;
- отсутствуют существенные внезапные изменения вибрации;
- отсутствует существенный монотонный рост вибрации во времени;
- отсутствует существенная низкочастотная вибрация;
- отсутствуют существенные изменения спектрального состава вибрации.

Определение технического состояния объекта по вибрационным параметрам проводится как по содержанию информации в текущий момент времени, так и на основе анализа ее изменений во времени.

Для проведения качественного диагностирования турбин виброакустическими методами необходимы:

- знание конструкции агрегата;
- данные по собственным и вынужденным колебаниям и динамическим свойствам системы «ротор — опоры»;

- спектр вибрации исправного агрегата;
- спектры вибрации, соответствующие наиболее характерным и часто встречаемым неисправностям агрегата;
- амплитудно-фазочастотные характеристики;
- накопленные и сохраненные данные измерений.

Анализ параметров вибрации позволяет выявить множество видов неисправностей; описание проявления некоторых из них, возникающих при эксплуатации ГТУ с подшипниками качения, представлено в табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Диагностирование неисправностей по параметрам вибрации**

Неисправность	Частота вибрации	Характер вибрации
Неуравновешенность ротора: обрыв лопаток, разбалансировка, неравномерность отложений в проточной части	$f = n$ , где $n$ — частота вращения, Гц	Вибрация пропорциональна частоте вращения, преимущественно вертикальная и горизонтальная. Амплитуда зависит от дисбаланса ротора, гибкости ротора, при изменении нагрузки амплитуда меняется, интенсивность кратных гармоник убывает по мере увеличения порядка гармоник
Неравномерный прогрев ротора, приводящий к прогибу	$f = n$	Вибрация с частотой вращения, возможно появление осевой вибрации
Расцентровка муфт	$f = 2n$	Наличие вибрации при малых частотах вращения, рост высокочастотных гармоник
Нарушение зацепления в муфтах	$f = zn$ , где $z$ — число кулачков	Вибрация имеет кратные гармоники
Задевания элементов ротора о статор	$f > 2n, f = in$ , где $i = 2, 3, \dots$	Вибрация нестабильная, частота и фаза переменные, появление колебаний высоких частот с малой амплитудой
Работа вблизи зоны помпажа компрессора (попадание в зону вращающегося срыва)	$f = (0,3-0,5) n$	Частота не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора. При попадании в помпаж — значительны амплитуды продольных колебаний
Вибрационное горение (из-за засорения форсунок, колебания давления газа)	50—5000 Гц	Автоколебательный процесс. Продольные колебания имеют низкую частоту, радиальные — высокую

Окончание табл. 7.1

Неисправность	Частота вибрации	Характер вибрации
Дефекты подвижных опор	$f \geq 2n$	Частота вибрации не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора
Дефекты редуктора и передач	$f \geq 2z$ , где $z$ — число зубьев	Вибрация несинусоидальная. Наличие модулированных гармоник. Амплитуда соответствует погрешности зацепления
Вибрация подшипников качения: выкрашивание внешнего кольца, изнашивание тел качения, проскальзывание	—	Имеет кратные гармоники, амплитуда пропорциональна $n^{1,5}$
Вибрация подшипников качения: овальность внутреннего кольца	$f = 2n$	В спектре рост второй гармоники частоты вращения ротора

Появление в анализируемых спектрах новых частот и изменение характера вибрации свидетельствуют о развитии дефектов оборудования.

## 7.8. Вибрационная диагностика агрегатов с магнитным подвесом роторов

### Газодинамические возмущения компримируемого газа

В эту группу «дефектов» входит достаточно большое количество источников таких возмущений, как, например:

- наличие конденсата;
- газодинамические явления и низкочастотные пульсации газа, вызванные влиянием тройников в трубопроводной обвязке, в которых могут возникать неустойчивые газодинамические процессы, вызывающие случайные всплески пульсации потока на всасывающем трубопроводе перед входом в КЦ;
- влияние потока за пылеуловителями и прочими технологическими устройствами;
- случайные всплески пульсации газа в системе «компрессор — сеть».

Здесь мы не затрагиваем рост вибрации агрегата на магнитном подвесе при приближении к границе помпажа. Этот признак является естественной реакцией подобных машин на пульсации в системе «компрессор—сеть», имеющих значительную энергию.

Как правило, данными причинами описываются низкочастотные колебания вала с частотами, совпадающими с первой или второй собственной частотой ротора, которые не удалось «подавить» оптимизацией программы управления.

Подобных случаев можно встретить достаточное количество в отчетах и презентациях изготовителей магнитного подвеса, а также в работах ОАО «Оргэнергогаз» [46].

Действительно, можно предположить, что в силу низкой жесткости магнитных подшипников возникающие во входном трубопроводе пульсации потока природного газа способны возбуждать соответствующие низкочастотные вибрации ротора нагнетателя.

Как правило, в рассматриваемых случаях довольно тяжело найти корреляцию между технологическими параметрами или режимами работы агрегата и его вибрационным состоянием. Другими словами, рост низкочастотных составляющих вибрации в спектрах вибрации вала носит во многом случайный характер (пульсации, срывные явления и т. д.).

В таких условиях наиболее эффективным путем борьбы с НЧВ действительно является демпфирование в подшипниках или существенное изменение жесткости опор. Последнее целесообразно может быть только в случае узкополосного возмущения, совпадающего с одной из собственных частот, и позволяет отстроить систему от резонанса.

В пользу этой гипотезы говорит то, что в подавляющем большинстве случаев все подобные примеры связаны с проведением пусконаладочных работ и настройкой САУ АМП под конкретные условия компрессорного цеха (и даже агрегата). На рис. 7.4 показан пример подобной настройки агрегата, из которого видно, что по мере оптимизации системы управления подвесом способность агрегата работать с более высокими степенями сжатия улучшалась.

Более того, с высокой долей уверенности можно утверждать, что во многих случаях высокие уровни низкочастотной вибрации вала на магнитном подвесе являются свидетельством, прежде всего, низкого качества настройки САУ АМП.

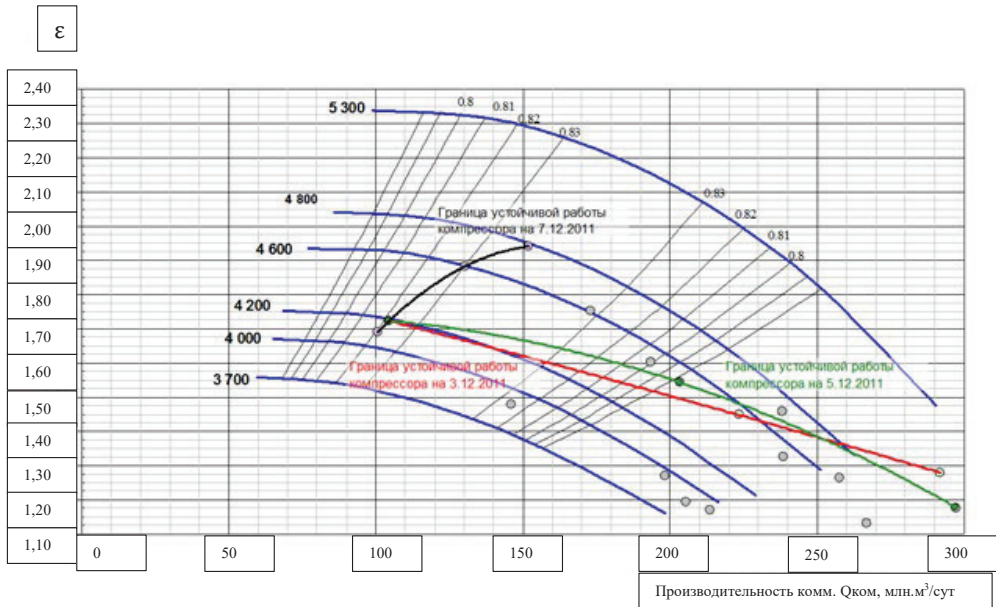


Рис. 7.4. ГДХ нагнетателя ГПА № 2 с нанесенными границами рабочих режимов (давление газа на входе  $P_n = 4,5$  МПа, температура газа на входе  $T_n = 10$  °С)

Производители магнитного подвеса зачастую переоценивают возможности своих систем управления, полагая, что способны «давить» даже значительные источники возмущающих сил, идущих от ротора или возникающих в проточной части агрегата.

Не редки случаи, когда, осознав невозможность улучшения вибрационного состояния агрегата путем дальнейшей настройки САУ АМП, вся вина перекладывается на эксплуатационный персонал с требованием устранить пульсации газа, гарантировать отсутствие конденсата в газе и прочее.

В таких случаях стоит говорить лишь о том, что вместо устранения причины повышенной вибрации делались попытки замаскировать проблему путем соответствующей настройки магнитного подвеса, но ресурсов подвеса по компенсации оказалось недостаточно.

Вместе с тем, и однозначно говорить о том, что данная версия является доказанной в настоящее время, тоже нельзя.

Во-первых, газодинамические пульсации, о которых идет речь, как правило, имеют частоты порядка 8–12 Гц, а собственные частоты ротора имеют значения 20 Гц и выше. При этом в приводимых спектрах присутствуют только те гармоники, которые совпадают с собствен-



ными частотами ротора, а гармоники, имеющие частоты пульсаций газа, отсутствуют.

Во-вторых, для подтверждения подобных версий, объясняющих высокие значения НЧВ в спектрах колебаний ротора, необходимо провести комплексные испытания агрегата с фиксацией как параметров вибрации вала, так и пульсаций компримируемого газа. Но результатов подобных испытаний в доступной литературе обнаружить не удалось.

### **Неустойчивость системы автоматического управления**

Как и любая система автоматического управления, САУ АМП также может терять устойчивость. Не останавливаясь на теории потери устойчивости и их критериях, отметим, что на практике данный дефект проявляется в том, что САУ подвеса не способна обработать возмущения (механического или газодинамического характера), которые должны восприниматься опорами агрегата.

Таким образом, данная причина неудовлетворительного вибрационного состояния агрегатов на АМП самым тесным образом связана с работой САУ АМП.

Тем не менее, неустойчивость системы САУ АМП выделена как отдельная причина неудовлетворительного вибрационного состояния, поскольку этому могут способствовать не только силы газодинамического характера, но и дефекты самой САУ.

Потеря устойчивости системы управления может произойти даже при обычном парировании неуравновешенности ротора, если настройки ПИД-регулятора были сделаны некорректно. Из теории подобных регуляторов известно, что они становятся склонными к потере устойчивости, например, при завышенном значении пропорционального коэффициента.

Значительный пласт причин, которые приводят к неустойчивости системы управления, заключается в дефектах элементной базы самого подвеса: выходы из строя различных усилителей, субблоков управления, обрывы проводов и т. д.

В зависимости от того, что послужило причиной потери устойчивости САУ АМП, данный дефект проявляется либо в ходе пусковых операций, либо случайно в ходе эксплуатации.

Как правило, при этом наблюдается появление и рост субгармоник в спектре вибрации вала (по значению совпадающих с низшими собственными частотами), лавинообразным (в течение нескольких се-



кунд) ростом токов регулирования до предельных значений, а также в ряде случаев увеличением осевой вибрации.

### **Циркуляционные силы в проточной части**

Как известно, явление потери устойчивости роторов при возникновении автоколебаний со срывом в низкочастотную вибрацию (НЧВ) достаточно распространённое явление для многих роторных машин и турбомашин в частности, а динамическая надёжность валопровода в современных условиях обеспечивается в первую очередь уровнем самовозбуждающихся (низкочастотных) колебаний.

Во всех случаях причиной развития автоколебаний является возникновение неконсервативных циркуляционных сил. Эти силы и вызванные ими автоколебания обычно называют в зависимости от узлов, в которых они возникают:

- «масляные», возникающие преимущественно в гидродинамических подшипниках;
- «паровые» (газодинамические), возникающие в проточной части турбомашин.

«Паровая» НЧВ возникает преимущественно в паротурбинных агрегатах на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа), так как важными факторами, от которых зависят жесткости циркуляционных сил, являются тепловые перепады в ступенях турбины и плотность рабочего тела. Возникают циркуляционные силы, являющиеся источниками паровой вибрации, в ступенях и в лабиринтных уплотнениях проточной части цилиндров высокого давления. В развитии паровой НЧВ важнейшую роль играет, используется ли в турбине гибкий или жесткий ротор, а для гибкого ротора выше или ниже его первая критическая частота половины рабочей частоты вращения.

Так называемая «масляная» низкочастотная вибрация характерна для машин с гидродинамическими подшипниками скольжения.

Для нагнетателей природного газа НЧВ — одна из основных причин неудовлетворительного вибрационного состояния [24]. Как правило, она носит «масляный» характер. Отсутствие газодинамической НЧВ связано также с относительно низкими параметрами перекачиваемого газа, а также высоким демпфированием в масляном клине.

Впрочем, в последнее время не принято разделять НЧВ на «масляную» и «паровую» (газодинамическую), т. к. на дестабилизацию ротора оказывают влияние оба фактора: в некоторых случаях «паровую» НЧВ

удается устранить, снизив неконсервативные силы масляной природы. Вклад же газодинамических сил в проточной части нагнетателя в общую сумму неконсервативных сил, приводящих к НЧВ, насколько нам известно, никто не оценивал.

Однако низкие абсолютные значения величины демпфирования в магнитном подвесе привели к тому, что газодинамические силы, возникающие в проточной части, вышли на первый план в качестве причин, определяющих механизм срыва агрегатов в НЧВ.

Для успешной борьбы с НЧВ следует понимать механизмы возникновения циркуляционных сил, их вызывающих, и некоторые характерные особенности срыва в НЧВ.

При НЧВ случайно возникшее отклонение вала от положения устойчивого равновесия сопровождается появлением сил, которые поддерживают эти колебания, усиливают их даже после того, как причина, вызвавшая начальное отклонение, исчезла. Именно такие колебания в технике носят название автоколебаний, а переход в режим автоколебаний, сопровождающийся резким ростом вибрации, называют потерей устойчивости или срывом в НЧВ.

Корень проблемы, касающейся потери устойчивости, лежит в конструкции ротора и его вибрационных характеристиках. Жесткие роторы подвержены НЧВ значительно в меньшей степени. Потеря устойчивости характерна именно для гибких роторов и прежде всего для роторов, собственная частота которых лежит близко к половине рабочей частоты вращения.

Основными источниками возникновения таких сил в проточной части центробежного нагнетателя являются уплотнения (над покрытиями дисками, между ступенями, наддвумисное уплотнение).

Природу возникновения этих сил рассмотрим на примере надбандажных сил в ступенях паровых турбин. Циркуляционные силы возникают вследствие появления окружной неравномерности поля скоростей и, следовательно, давлений вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора. Причиной неравномерности является вихрь в камере бандажного уплотнения и совпадающие или противоположные ему по направлению потоки пара, вытесняемые из-за колебаний ротора. В зоне противоположных по направлению потоков создается повышенное давление, а в зоне совпадающих — пониженное (см. рис. 7.5).

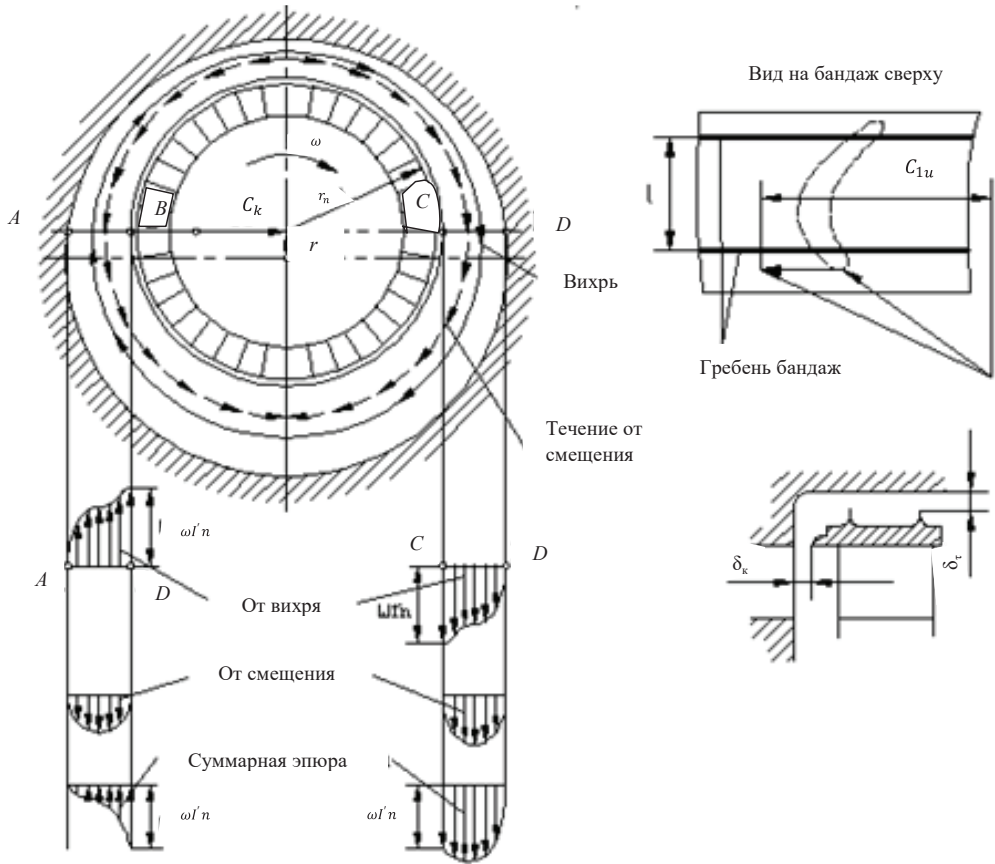


Рис. 7.5. Возникновение надбандажной циркуляционной силы в уплотнении

Силы в уплотнениях имеют аналогичную природу и по своему происхождению близки к бандажным силам.

Силы в уплотнениях зависят от многих факторов: длины уплотнения, перепада давления на уплотнение, расположения зубчиков (на роторе или на статоре), а также от величины закрутки потока на входе в уплотнение.

Само проявление низкочастотной вибрации, возникшей вследствие действия циркуляционных сил, довольно ярко и имеет ряд характерных признаков.

Одной из основных особенностей автоколебаний является лавинообразный характер их возникновения, т. е. амплитуда колебаний при потере устойчивости резко возрастает до некоторой предельной величины. Если этот срыв происходит при достижении какой-либо мощ-

ности (степени сжатия) или какой-либо частоты вращения, то эти значения мощности и частоты вращения называют «пороговыми».

Другой особенностью автоколебаний является процесс «затягивания», заключающийся в том, что после возникновения автоколебаний прекратить их можно только снижением соответственно мощности или частоты вращения до уровней, значительно ниже пороговых (рис. 7.6).

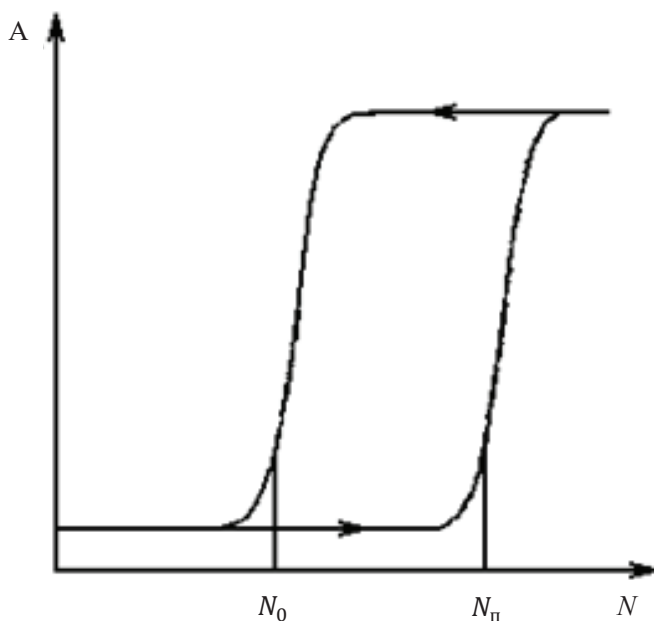


Рис. 7.6. Срыв в автоколебания при достижении пороговой мощности  $N_{\text{п}}$  и эффект «затягивания» автоколебаний при снижении нагрузки ( $A$  — амплитуда колебаний)

Дополнительными подтверждениями возникновения НЧВ именно вследствие действия циркуляционных сил в проточной части являются следующие признаки:

- частота колебаний ниже частоты вращения более чем в 2 раза, что характерно для возникновения автоколебаний;
- колебания развиваются (поддерживаются) с частотой, наиболее возбуждаемой (низшей) формой колебаний;
- существуют признаки появления следов НЧВ до возникновения срыва в автоколебания и потери устойчивости (присутствие в спектре следов НЧВ).

Если причиной неудовлетворительно вибрационного состояния агрегата является НЧВ газодинамического характера, источник кото-

рых располагается в уплотнениях, то требуется конструктивное решение, позволяющее существенно уменьшить жесткость таких сил. Увеличение демпфирования в подшипниках (например, путем изменения дифференциальных коэффициентов ПИД-регулятора) в случае автоколебаний не является эффективным средством улучшения вибрационного состояния нагнетателей.

В ряде случаев именно снижение закрутки потока при помощи различных мероприятий (перепуск газа, «разрушители вихря» и т. д.) является единственным способом уменьшить величину сил в уплотнении (рис. 7.7–7.8).

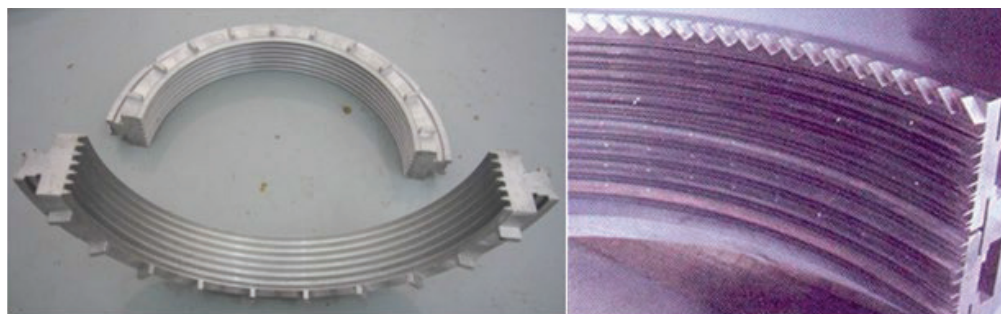


Рис. 7.7. Разрушители вихря на входе в уплотнение

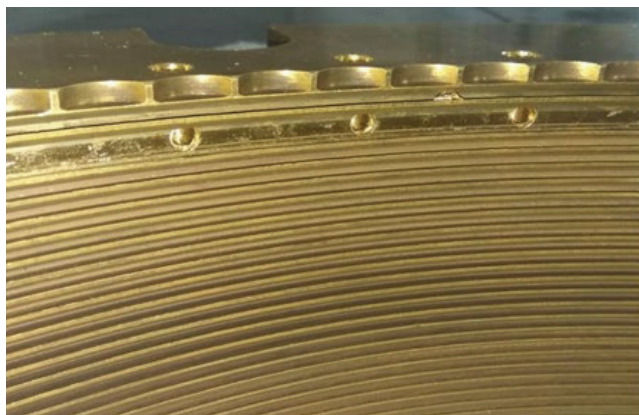


Рис. 7.8. Перепуск рабочего тела через первые 2 устика уплотнения

Срыв в автоколебания является одной из основных проблем агрегатов на магнитном подвесе, которая проявляется уже в период пуско-наладочных работ. В ряде случаев агрегаты без принятия соответствующих мер не способны выйти даже на номинальный режим работы.

### Задевания в проточной части

Задевания в проточной части — это один из самых распространенных дефектов в турбомашинах. В большинстве случаев возникновение задеваний сопровождается лишь износом уплотнений и соответствующим снижением эффективности агрегата. По некоторым данным снижение экономичности может достигать 2–3 %. Лишь в некоторых случаях возможны более тяжелые последствия — тепловой прогиб ротора с получением остаточной деформации, а иногда и заклинивание ротора.

Задевания в проточной части агрегатов с магнитным подвесом возможны лишь при грубых нарушениях технологии сборки либо ошибках в назначении величин зазоров по уплотнениям.

По данным фирмы S2M, задевания в проточной части сопровождаются деформацией орбит движения шеек ротора, а также появлением «отрицательных» гармоник в полном спектре вибрации вала (рис. 7.9).

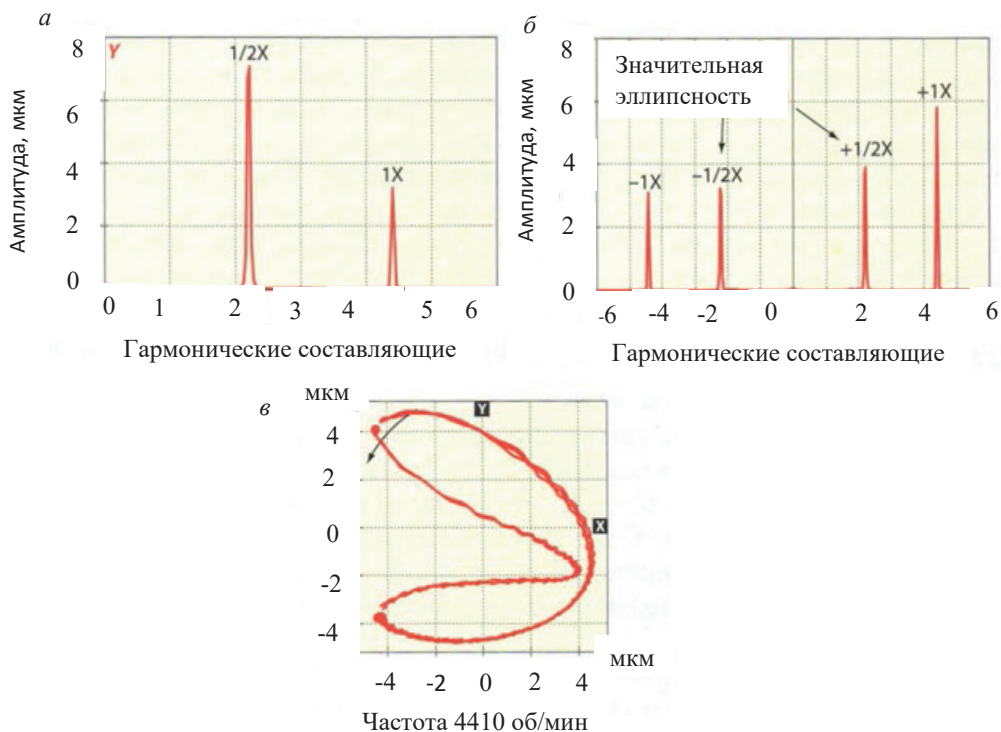


Рис. 7.9. Признаки задеваний в вибрационном сигнале:

а — прямой спектр; б — полный спектр; в — орбита вала



Впрочем, необходимо отметить, что два указанных признака не являются независимыми. Любая деформация орбиты приводит к появлению в полном спектре колебаний вала «отрицательных» гармоник. Кроме того, приведенные выше признаки характерны для агрегатов на «классических» подшипниках и приведены в работе [47]. Данных по проявлению задеваний в агрегатах на магнитном подвесе фирма S2M не приводит.

Другими словами, в настоящее время отсутствуют надежные данные о проявлении задеваний в вибрационных характеристиках агрегатов на АМП.

### **Неуравновешенность**

Ранее уже было сказано, что основной причиной вибрации с частотой вращения ротора (оборотной частотой) является неуравновешенность, т. е. состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опоры и его упругий прогиб.

Немаловажно отметить, что рост оборотной гармоники в спектре может быть связан и рядом других дефектов, таких как расцентровка.

В спектральных характеристиках наличие неуравновешенности проявляется в виде высокого уровня гармоники, совпадающей по частоте с частотой вращения ротора (см. рис. 7.10).

О наличии значительной неуравновешенности ротора по той или иной форме колебаний ротора принято судить по уровню вибрации при прохождении критических частот агрегата. Однако для агрегатов на магнитном подвесе, в которых могут быть реализованы различные программы управления, например программа оптимального демпфирования. Выявление изменений уровня вибрации при прохождении критических частот зачастую связано с определенными трудностями.

Кроме того, на уровень оборотной вибрации агрегатов на магнитном подвесе на рабочей частоте вращения могут оказывать влияние различные стратегии управления, такие как «управление с компенсацией дисбаланса» или «управление с подавлением дисбаланса» [22].

Безусловно, как и в турбоагрегатах, на «классических» подшипниках при помощи балансировки возможно снизить уровень оборотной составляющей вибрации до минимальных значений независимо от природы ее появления.

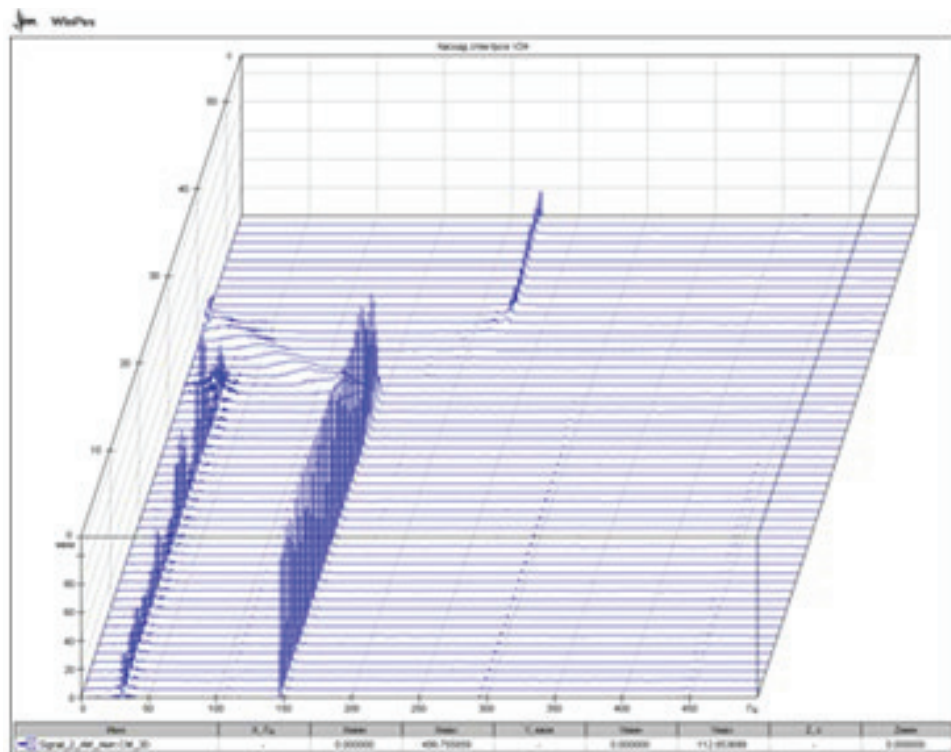


Рис. 7.10. Каскад спектров вибрации при наличии дисбаланса

Однако всегда необходимо понимать цели и необходимость подобной технологической операции. Отсутствие такого понимания грозит забалансированностью роторов и зависимостью уровней вибрации от различных технологических параметров.

### Расцентровка

Расцентровка роторов агрегата по полумуфтам является одним из ключевых факторов, способных оказать влияние на уровень вибрации агрегата.

Проверка значений расцентровки роторов по полумуфтам является обязательной при выполнении каждого технического обслуживания агрегатов на магнитном подвесе.

Вместе с тем, в настоящее время отсутствуют достоверные и отработанные методики выявления расцентровок агрегатов на магнитном подвесе по показаниям системы вибрационного контроля.



Отчасти это можно связать с тем, что применяемые в агрегатах подобного типа трансмиссии (рис. 7.11) представляют собой гибкую конструкцию, которая развязывает валы привода и нагнетателя с точки зрения их взаимного динамического влияния.

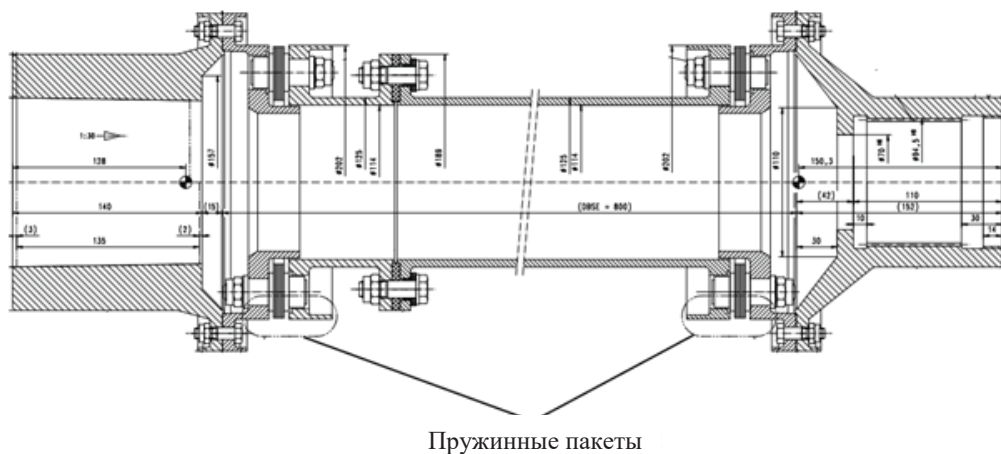


Рис. 7.11. Промвал с пружинными пакетами (пр-во фирмы FLENDER)

### Недостатки существующих методик диагностики и пути их совершенствования

Подводя итог сделанному выше обзору методик вибрационной диагностики, можно отметить, что все они по «классической» традиции базируются на анализе виброперемещений вала. Как правило, это позволяет определить причины повышенной вибрации агрегата и сформулировать предложения по их устранению. Однако в некоторых случаях представляется некоторой проблемой даже разделение причин повышенной вибрации на механические дефекты и дефекты, связанные с системой управления.

### О важности анализа характеристик разгона-выбега агрегата

В условиях некоторой неопределенности влияния дефектов на вибрационное состояние агрегата, оснащенного магнитным подвесом, мощнейшим инструментом диагностики является анализ амплитудно-фазочастотных характеристик ротора.

Как минимум анализ этих характеристик, а особенно анализ сравнительный: между аналогичными агрегатами, между исправным и неисправным агрегатом или даже сравнение текущей характери-

стики агрегата с «паспортной», полученной ранее в исправном состоянии, — позволяет разделить дефекты механические и дефекты, связанные с нарушением работоспособности САУ АМП.

В качестве примера на рис. 7.12 и 7.13 представлены две амплитудно-фазочастотные характеристики однотипных агрегатов: исправного и неисправного.

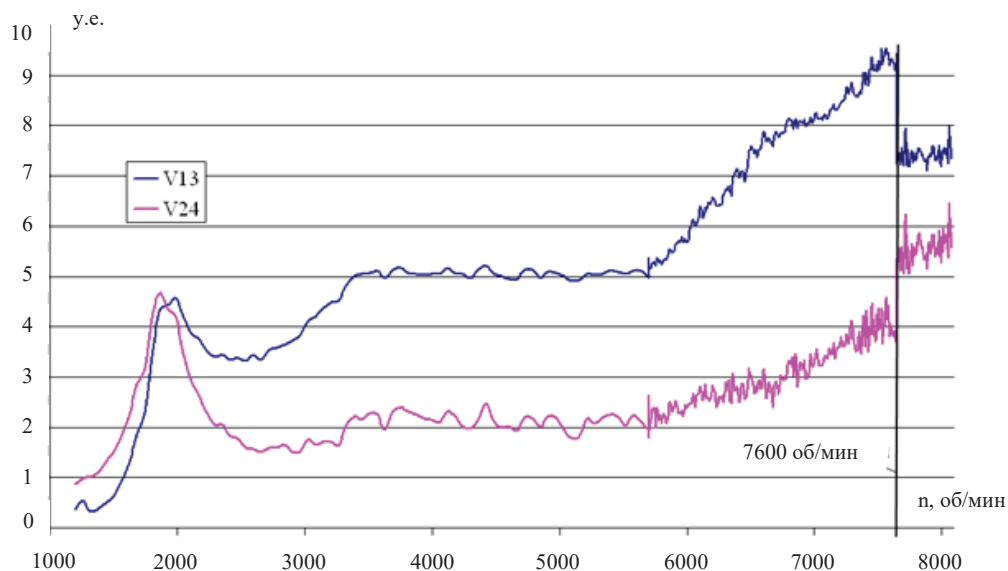


Рис. 7.12. Амплитудно-частотная характеристика исправного агрегата

На характеристике разгона/выбега, полученной для исправного агрегата (рис. 7.12), можно выделить следующие характерные участки, наличие которых вероятнее всего связано с изменением жесткостных свойств магнитного подвеса:

- 1000...3000 об/мин — ротор проходит одну из критических частот. Жесткость магнитного подвеса минимальна;
- 3000...5800 об/мин — САУ регулирует жесткость магнитного подвеса, что позволяет поддерживать вибрацию вала постоянной, несмотря на рост частоты вращения агрегата (вероятно, на данном частотном диапазоне реализуется стратегия оптимального демпфирования);
- 5800...7600 об/мин — плавный рост вибрации вала, связанный с приближением одной из критических частот. Регулирование жесткостью подвеса либо не происходит, либо оно минимально;

- более 7600 об/мин — резкое изменение свойств магнитного подвеса на 7600 об/мин, после которого ротор «отстраивается» от критической частоты и работает далее с относительно постоянной вибрацией.

Такой характер АЧХ ротора соответствует именно тому случаю, когда магнитный подвес работает в соответствующих его возможностям и предназначению режиме.

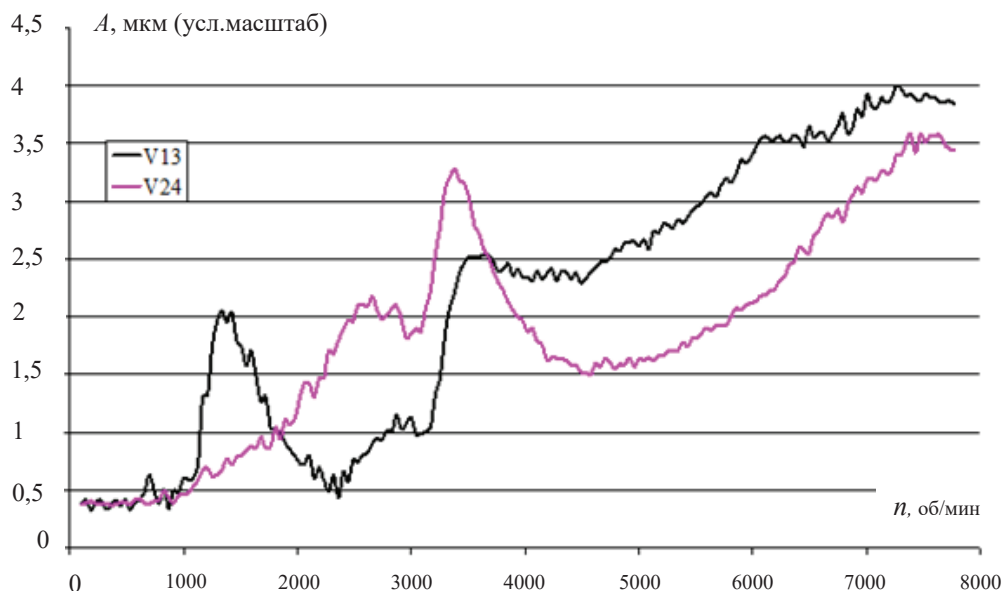


Рис. 7.13. Амплитудно-частотная характеристика неисправного агрегата

Ничего подобного нельзя сказать про АЧХ второго агрегата, представленную на рис. 7.13. Принцип регулирования магнитного подвеса не понятен, однако ротор после 5000 об/мин также приближается к одной из критических частот, если судить по плавному росту вибрации вала.

Другими словами, изменение характера АЧХ агрегата говорит прежде всего о вероятных дефектах САУ АМП либо неверной ее настройке.

Изменение же уровней вибрации при сохранении характера АЧХ говорит о наличии механических дефектов.

## **Вопросы для самоконтроля**

---

1. Что такое техническая диагностика и каковы ее цели?
2. Назовите основные стратегии технического обслуживания и ремонта (ТОиР) оборудования.
3. Назовите существующие виды технической диагностики.
4. Какие основные подходы к построению диагностических моделей Вам известны?
5. Каковы цели параметрической диагностики ГПА?
6. Какие возможности дает применение трибологической диагностики агрегата?
7. Назовите причины повышенной вибрации агрегатов на магнитном подвесе.

## Библиографический список

---

1. ГОСТ Р 55265.2–2012 (ИСО 10816–2:2009). Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup>. — Введ. 01.12.2013. — Москва : ИПК Изд-во стандартов, 2014. — 20 с.
2. ГОСТ ИСО 10817-1-2002. Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации. — Введ. 01.11.2017. — Москва : Стандартиформ, 2015. — 31 с.
3. ГОСТ ИСО 2954–2014. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Требования к средствам измерений. — Введ. 01.11.2015. — Москва : ИПК Издательство стандартов, 2015. — 18 с.
4. ГОСТ 24346–80. Вибрация. Термины и определения. — Введ. 01.01.1981. — Москва : ФГУП Стандартиформ, 2010. — 26 с.
5. ГОСТ Р 55263–2012 (ИСО 7919–2:2009). Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся частях. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup>. — Введ. 01.12.2013. — Москва : Стандартиформ, 2019. — 27 с.
6. ГОСТ ИСО 10816-3-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup>. — Введ. 01.11.2007. — Москва : Стандартиформ, 2007. — 25 с.
7. ГОСТ Р ИСО 10816-4-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки. — Введ. 01.07.2000. — Москва : ИПК Изд-во стандартов, 2007. — 25 с.

8. ГОСТ ИСО 7919-4-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Газотурбинные агрегаты. — Введ. 01.11.2007. — Москва : Стандартинформ, 2007. — 13 с.
9. ГОСТ Р 52526—2006. Установки газотурбинные с конвертируемыми авиационными двигателями. Контроль состояния по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. — Введ. 01.07.2006. — Москва : Стандартинформ, 2007. — 16 с.
10. ГОСТ Р ИСО 14839-2-2011. Вибрация. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. Часть 2. Оценка вибрационного состояния. — Введ. 01.19.2012. — Москва : Стандартинформ, 2019. — 32 с.
11. ГОСТ 25364—97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. — Введ. 01.07.1999. — Москва : Госстандарт России: ИПК Изд-во стандартов, 1998. — 11 с. — Утратил силу.
12. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности. — Москва : ВНИИЭгазпром, 1985. — 18 с.
13. Ehrich F. Fredric. Handbook of Rotordynamics / Fredric F. Ehrich, McGraw-Hill. — Inc., NY, 1992. — ISBN 0-07-019330-4.
14. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин : учебник для вузов / А. Г. Костюк. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : МЭИ, 2000. — 480 с. — ISBN 5-7046-0532-9.
15. Рукавицын И. Г. Особенности электромагнитных подшипников для газоперекачивающих агрегатов с упругими роторами : автореферат на соискание ученой степени канд. техн. наук / И. Г. Рукавицын. — Москва, 2010.
16. Журавлев Ю. Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение / Ю. Н. Журавлев. — Санкт-Петербург : Политехника, 2003. — ISBN 5-7325-0655-1.
17. ГОСТ Р ИСО 14839-4-2014. Вибрация. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. Часть 4. Техническое руководство. — Введ. 01.12.2015. — Москва : Стандартинформ, 2015. — 44 с.
18. Бутусов Д. С. Исследование пульсации потока в технологических трубопроводах компрессорных станций магистральных газопро-

- водов : автореферат на соискание уч. степени канд. техн. наук / Д. С. Бутусов. — Москва : РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 1999.
19. ГОСТ Р ИСО 14839-2-2011. Вибрация. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. Часть 2. Оценка вибрационного состояния. — Введ. 01.19.2012. — Москва : Стандартинформ, 2019. — 32 с.
20. ГОСТ ИСО 21940-31-2016. Вибрация. Балансировка роторов. Часть 31. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу. — Введ. 01.12.2017. — Москва : Стандартинформ, 2019. — 20 с.
21. Евдокимов Ю. К. Моделирование работы системы управления по току активным магнитным подвесом // Электроника и информационные технологии. — 2009. — Вып. 2. — [http://fetmag.mrsu.ru/2009-2/pdf/active\\_magnetic\\_suspension.pdf](http://fetmag.mrsu.ru/2009-2/pdf/active_magnetic_suspension.pdf).
22. ГОСТ Р ИСО 14839-1-2011. Вибрация. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. Часть 1. Термины и определения. — Введ. 01.19.2012. — Москва : Стандартинформ, 2019. — 39 с.
23. Chen W. J. Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems. A comprehensive rotor dynamics / W. J. Chen, E. J. Gunter. — Fellows ASME (USA). — 2005. — ISBN 1-4120-5190-8.
24. Олейников А. В. Разработка и апробация комплексных методов вибрационного исследования и диагностики центробежных нагнетателей природного газа : автореферат на соискание уч. степени канд. техн. наук / А. В. Олейников. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2009.
25. О соотношениях жесткостных и демпфирующих показателей втулочных и сегментных подшипников и влиянии их на оборотную вибрацию роторов в области критических частот вращения / А. В. Олейников, Е. В. Урьев, С. Б. Иванов, М. М. Львов // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций : сб. докл. — Москва : ОАО «ВТИ», 2007. — С. 97–101.
26. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. — Москва : Машиностроение, 2000. — 344 с. — ISBN 5-217-02927-7.
27. Новиков В. А. Технология производства и монтажа паровых и газовых турбин : учебное пособие / В. А. Новиков. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2005. — 670 с. — ISBN 5-321-00622-9.

28. Урьев Е. В. Вибрационная надежность и диагностика турбомашин : учебное пособие. Ч. 1. Вибрация и балансировка / Е. В. Урьев. — Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2003. — 200 с. — ISBN 5-321-00351-3.
29. Иноземцев А. А. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. — Москва : Машиностроение, 2008. — 204 с. — ISBN 978-5-94275-399-3.
30. Ремонт паровых турбин : учебное пособие для вузов / В. Н. Родин, А. Г. Шарапов, Б. Е. Мурманский [и др] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова и В. Н. Родина. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2002. — ISBN 5-321-00185-5.
31. Бандалетов В. Статистика надежности газотурбинных газоперекачивающих агрегатов ОАО «Газпром» / В. Бандалетов, В. Чернышев, Г. Щербаков // Газотурбинные технологии. — 2002. — № 1. — С. 26–28.
32. Эксплуатационная надежность парка ГПА — основа стабильной работы газотранспортной системы ОАО «Газпром» / Б. Н. Антипов, И. Ф. Егоров, В. Ф. Бандалетов, Е. М. Ногин // Газотурбинные технологии. — 2009. — № 1. — С. 4–7.
33. Трухний А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки : учебное пособие для вузов / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. — Москва : МЭИ, 2002. — 540 с. — ISBN 5-7046-0722-5.
34. Урьев Е. В. Основы надежности и технической диагностики турбомашин : учебное пособие / Е. В. Урьев. — Екатеринбург : УГТУ, 1996. — 71 с.
35. Гарлефф М. Продление ресурса — сложная задача планирования / М. Гарлефф // Электрические станции. — 1994. — № 12. — С. 48–55.
36. Прочность и ресурс энергооборудования / А. В. Судаков, А. И. Левченко, И. А. Данюшевский, Б. Н. Иванов, Л. Л. Смелков, Е. Ю. Нефедьев // Теплоэнергетика. — 2003. — № 2. — С. 44–50.
37. Бойко А. Компрессорные станции Газпрома. Эксплуатация и техническое обслуживание / А. Бойко // Газотурбинные технологии. — 2001. — № 2. — С. 2–3.
38. ГОСТ 20911–89. Техническая диагностика. Термины и определения. — Москва : Госстандарт России ; Изд-во стандартов. — Введ. 01.01.1991. — Москва : Стандартинформ, 2009. — 27 с.



39. Александров А. Эксплуатация ГПА по техническому состоянию в ООО «Самаратрансгаз» / А. Александров, Н. Россеев, А. Шайхутдинов // Газотурбинные технологии. — 2001. — № 2. — С. 4–6.
40. Козаченко А. И. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / А. И. Козаченко. — Москва : Нефть и газ, 1999. — 463 с. — ISBN 5-7246-0055-2.
41. РТМ 108.022.105–77. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. Регламент технического обслуживания. — НПО ЦКТИ, 1977.
42. Урьев Е. В. Вибрационная надежность паровых турбин и методы ее повышения : дис. ... д-ра техн. наук : защищена 20.06.97 : утв. 14.11.97 / Е. В. Урьев. — Москва, 1997.
43. Вибромониторинг и диагностика — основа достоверной информации о состоянии ГПА / С. Зарицкий, А. Стрельченко, В. Тимофеев, А. Бойко, А. Шайхутдинов // Газотурбинные технологии. — 2000. — № 4. — С. 24–26.
44. Диагностика газоперекачивающих агрегатов на основе анализа технологической информации / С. В. Поршневу, В. А. Степаненко, А. А. Калмыков [и др.]. — Екатеринбург : УрО РАН, 2007.
45. Методические принципы параметрической диагностики технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / А. В. Семушкин, А. О. Подлозный, Е. А. Черникова, В. А. Щуровский // Научно-технический сборник «Вести газовой науки». — 2017. — № 1 (29). — С. 22–30.
46. Методика вибродиагностирования центробежных нагнетателей с роторами на магнитном подвесе. — Москва : Открытое акционерное общество «Оргэнергогаз», 2013.
47. Bently D. E. Fundamentals of rotating machinery diagnostics / D. E. Bently, C. T. Hatch, B. Grissom. — Bently pressurised bearing company, 2002. — ISBN 0-9714081-0-6.

*Учебное издание*

**Недошивина** Татьяна Анатольевна  
**Кистойчев** Александр Владимирович

**ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Редактор Н. П. Кубыщенко  
Корректор З. Р. Бухонова  
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 27.04.2021. Формат 70×100/16.  
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 16,4.  
Уч.-изд. л. 11,5. Тираж 30 экз. Заказ 16.

Издательство Уральского университета  
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ  
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5  
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41  
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ  
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4  
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13  
Факс: +7 (343) 358-93-06  
<http://print.urfu.ru>



